This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

K.F. WENDT LIBRARY
UW COLLEGE OF ENGR.
215 N. RANDALL AVENUE
MADISON, WI 53706

K.F. WE ARY
UW C(ENGR.
215 N AVENUE
MADI 06

Die

Hüttenwesens-Maschinen.

Von

Julius Ritter von Hauer,
Professor an der k. k. Bergakademie zu Leoben.

Zweite vermehrte und grösstentheils umgearbeitete Auflage.

Mit einem Atlas von 47 Tafeln.

Leipzig.
Verlag von Arthur Felix.
1876.

6103693

MK
H29

von Hauer,

Die Hüttenwesens-Maschinen.

Vorrede zur ersten Auflage.

Die Lehre von den Hüttenwesens-Maschinen hat bisher noch keine selbstständige Bearbeitung erfahren. Grössere Zusammenstellungen über diesen Gegenstand finden sich in den hüttenmännischen Werken von Karsten, Valerius, Flachat, Walter, Kerl, Truran, Tunner, besonders in Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. So Vieles und Vortreffliches diese Bücher nun auch enthalten, gehen sie entweder nicht näher auf das Detail ein, oder behandeln die Hüttenwesens-Maschinen mehr beschreibend und liefern zu wenig Regeln für deren Berechnung und Construktion.

Aus dem Wunsche des Verfassers, eine brauchbare Zusammenstellung dieser Regeln zu liefern, entstand die vorliegende Arbeit, welche zugleich für den Unterrichtszweck bestimmt ist. Die letztere Rücksicht machte es nothwendig, den Umfang des Werkes thunlichst herabzusetzen, daher von dem Inhalte alle Stoffe auszuscheiden, welche der allgemeinen Maschinenlehre, der Hüttenkunde und der mechanischen Technologie angehören. So werden darin namentlich Maschinenelemente, Bewegungsmechanismen und Kraftmaschinen nur so weit besprochen, als deren Construktion gewisse für ihre spezielle Anwendung charakteristische Eigenthümlichkeiten zeigt. Auch ist den Anforderungen an ein Lehrbuch dadurch Rechnung getragen, dass, wo es erforderlich schien, die theoretische Begründung der gegebenen Regeln aufgenommen und Manches ausführlicher dargestellt wurde, als für den geübten Fachmann nothwendig gewesen wäre.

Obgleich nun die Eingangs citirten Werke, sowie die periodische Literatur vielfach benützt wurden, glaubt der Verfasser durch Hinzufügung zahlreicher von ihm selbst gesammelter Daten, durch systematische Zusammenstellung des Materials und geänderte oder neue Bearbeitung mehrerer Theile doch Einiges zur Erweiterung des Gegenstandes beigetragen zu haben. In dieser Beziehung sei hier nur aufmerksam gemacht auf die Berechnung der Schwungräder für Gebläse; die Berechnung der Dampfhämmer; die Regeln für die Detailconstruktion der Walzwerke u. s. w.

Da in den Literaturangaben auf die benützten Werke hingewiesen ist, schien die Verpflichtung wegzufallen, für die daraus entlehnten allgemein bekannten Angaben und Zeichnungen die Quelle speziell anzuführen, und es beschränken sich die Citate vorzüglich nur auf die in den Zeitschriften enthaltenen Neuerungen. Mehrere der vorkommenden Zeichnungen wurden bisher noch nicht veröffentlicht, u. A. die des Mariazeller Gichtaufzuges, der Kesselblechscheere und des grossen Dampfhammers zu Neuberg, sowie die des Schneidwerkes zu Dobriv.

Die Tabellen zur Bestimmung der Windmenge wurden noch während des Druckes ganz durchgerechnet und sind den Figurentafeln beigelegt.

Noch muss der Verfasser bemerken, dass die Herren Assistenten Julius von Lehotzky und Emil Herrmann, der erstere durch Anfertigung der Zeichnungen, der letztere durch Revision der Berechnungen und Mithilfe bei der Correctur die Arbeit wesentlich gefördert haben.

Vorrede zur zweiten Auflage.

In der zweiten Auflage der „Hüttenwesensmaschinen“ war der Verfasser bemüht, durch näheres Eingehen auf Details im Texte und in den Zeichnungen das Werk dem praktischen Bedürfnisse noch besser dienstbar zu machen, und nebstdem allen Fortschritten des Faches die gebührende Berücksichtigung zu schenken. Der grosse Aufschwung, den das Eisenhüttenwesen in den letzten Jahren genommen, liess eine bedeutende Zahl Verbesserungen und Neuerungen der mechanischen Einrichtungen ins Leben treten, welche der Leser in der zweiten Auflage ausführlich betrachtet finden wird. Dadurch erklärt sich die erhebliche Vermehrung des Stoffes und die grossentheils ganz geänderte Behandlung desselben; vielfache Zusätze in den meisten Kapiteln haben ungeachtet vorgenommener Kürzungen in Bezug auf minder wichtige oder dem gegenwärtigen Stande der Technik nicht mehr entsprechende Objekte den Umfang des Textes, sowie der Tafeln auf ungefähr das Doppelte erhöht. Mit dankbarer Anerkennung muss dabei der Verfasser der eifrigen und erfolgreichen Mitwirkung seitens des Assistenten Herrn Max v. Arbesser gedenken.

Im Uebrigen hat der Verfasser bei Behandlung des Gegenstandes denselben Weg eingeschlagen, wie bei seinen bisherigen Arbeiten über die Maschinen des Berg- und Hüttenwesens, deren günstige Aufnahme ihn zu der Hoffnung berechtigt, dass auch dieses neueste Ergebniss seiner Bemühungen den schönsten Lohn, die Anerkennung der Fachgenossen erringen werde.

Leoben, im Juli 1876.

Julius v. Hauer.

Inhalt.

I. Gebläse.

Seite

Einleitung 1
A. Allgemeine Gebläsetheorie 2
Beziehungen zwischen Spannung, Temperatur, Volum und spezifischem Gewicht der Luft 2
Gay-Lussac'sches Gesetz 2
Mariotte'sches Gesetz 3
Combinirtes Gay-Lussac-Mariotte'sches Gesetz 3
Potenzirtes Mariotte'sches oder Poisson'sches Gesetz 4
Spezifisches Gewicht der Luft von beliebiger Spannung und Temperatur 7
Bewegung und Ausfluss der Luft 8
Beziehung zwischen Spannung und Geschwindigkeit der in einer Röhrenleitung bewegten Luft 8
Gewicht der pr. Sekunde aus der Düse strömenden Luft 11
Maximal-Ausflussmenge 12
Erhöhung der Lufttemperatur durch die Verdichtung 14
Bestimmung der Windmenge 15
Näherungswerth für das pr. Sekunde ausströmende Gewicht Luft . . 15
Correctur des Näherungswerthes 16
Berechnung der Windmengen 17
Tabellen für die Windmengen 19
Correctur der Windmengen 21
Windmenge bei Bessemergebläsen 22
Die Windleitung 22
Spannungsabnahme in der Windleitung 22
Durchmesser der Windleitung 24
Düsendurchmesser 25
Gebläse-Effekt 26
Ableitung der Formel für den Gebläseeffekt 26
Näherungswerth und Correctur desselben 28
Berechnung des reinen Effektes und der Rohkraft 29

Seite

Betrieb der Gebläse 31
Aenderung der Windmenge 31
Aenderung der Spannung 32
Aenderung der Windmenge bei constant bleibender Spannung . . . 33
Aenderung der Spannung bei constanter Windmenge 33
Betrieb mit erhitzter statt kalter Luft bei ungeänderter Betriebskraft 35
Erhöhung der mechanischen Leistung durch die Lufterhitzung . . . 35
Einfluss der Temperatur im Gebläsehause und des Barometerstandes auf den Gang des Gebläses 37
Praktische Lösung der bei Gebläsen vorkommenden Aufgaben 38
Bestimmung der Windmengen 38
Nutzeffekt, Wirkungsgrad, Windeffekt 40
Ermittelung der Spannung in der Windleitung; Manometer 42
Hebermanometer 43
Gefässmanometer 45
Manometer für kleine Pressungen 46
Ermittelung der ausserhalb der Düse herrschenden Spannung . . . 48
Ermittelung der Temperaturen und des Düsendurchmessers 51
Betriebskraft, Windleitungs- und Düsendurchmesser für ein zu erbauendes Gebläse 52
Eintheilung der Gebläse 54
B. Cylindergebläse 56
Prinzip und Berechnung 56
Prinzip 56
Einfluss der Ventile 56
Einfluss des schädlichen Raumes 58
Durchmesser und Hubzahl des Kolbens 59
Länge des Kolbenschubes 60
Kolbengeschwindigkeit 61
Windeffekt und Wirkungsgrad 63
Kolben und Kolbenstange 63
Grundform des Kolbens 63
Kolbenstange 65
Dimensionen des Kolbenkörpers 67
Dimensionen der Nabe 71
Liederung 73
Kolben mit Leder-, Hanf- und Holzliederung 73
Kolben mit Leinwandliederung 75
Kolben mit Metallliederung 77
Kolben ohne Liederung 79
Schmiere für den Kolben 80
Mönchkolben 80
Mittel gegen einseitige Abnützung der Kolbenliederung bei liegenden Gebläsen 81
Cylinder 81
Construktion 81
Fundirung des Cylinders 83
Ventile 84
Arten der Ventile 84

Seite
Grundsätze für die Construktion 85
Steife Klappenventile 88
Steife Tellerventile 90
Ventile mit anderer Art der Bewegung 91
Biegsame Ventile 91
Ventile für hohen Druck, Ringventile 93
Anordnung der Ventile 94
Anordnung bei horizontalem Cylinder 94
Anordnung bei vertikalem Cylinder 95
Anordnung ringförmiger Ventile 99
Gebläse mit Ventilen am Kolben 100
Windsammler 101
Schiebergebläse 102
Muschelschieber 102
Cylindrische Schieber 103
Gebläse mit Kolbensteuerung 104
Drehschieber 105
Luftvertheilung bei Schiebern ohne äussere Deckung 106
Schieber mit äusserer Deckung, Gleichungen für den Kolben- nnd Schieberweg 107
Bedingung für den rechtzeitigen Beginn der Ausströmung 108
Bedingung für den rechtzeitigen Beginn des Ansaugens 110
Berechnung des Nacheilungswinkels und der äusseren Ueberdeckung 111
Dimensionen des Schiebers 112
Füllungsgrad 114
Grösste Spannung der Luft 115
Kritik der Schiebergebläse 116
Anordnung der Cylindergebläse 118
Einfach- und doppeltwirkende Gebläse 119
Ein- und mehrcylindrige Gebläse 119
1. Dampfgebläse 119
Die Dampfmaschine 119
Hauptarten der Anordnung 120
Stehende Balanciergebläse 121
Dampf- und Gebläsecylinder an derselben Seite der Balancier-Axe 122
Schwungrad ausserhalb des Dampfcylinders 122
Dampfcylinder ober dem Balancier 124
Stehende direktwirkende Gebläse, Dampfcylinder auf dem Gebläsecylinder 124
Dampfcylinder ober dem Gebläsecylinder 125
Gebläsecylinder ober dem Dampfcylinder 125
Kurbel in der Axe des Dampf- und Gebläsecylinders 126
Verbindung mit dem Schwungrade durch einen Balancier 128
Stehende Gebläse mit Kurbelumsetzung 129
Liegende direktwirkende Gebläse mit zwei Cylindern 130
Liegende direktwirkende Gebläse mit einem Cylinder 131
Liegende Gebläse mit Kurbelumsetzung 131

Seite
Stehende Gebläse ohne Rotationsbewegung 131
Liegende Gebläse ohne Rotationsbewegung 133
2. Turbinengebläse 133
3. Wasserradgebläse 134
Gebläse mit einem Cylinder 134
Zweicylindrige Gebläse 135
Dreicylindrige Gebläse 135
Ausgleichung der Bewegung. Schwungräder. 137
Gegengewichte 137
Allgemeine Formel zur Bestimmung des Schwungradgewichtes . . 138
Dimensionen des Schwungringes 140
Berechnung von $M_1 - M_2$ 141
Produzirte Wirkung in der Volldruckperiode 142
Produzirte Wirkung für die Expansionsperiode 142
Gebläsearbeit für die Verdichtungsperiode 143
Gebläsearbeit für die Ausströmungsperiode 144
Arbeit des constanten Widerstandes 145
Consumirte Wirkung für die Verdichtungsperiode 146
Consumirte Wirkung für die Ausströmungsperiode 146
Lebendige Kraft der schwingenden Massen 146
Bezeichnungen 147
Direktwirkendes Dampfgebläse mit Expansion, 1 Dampf- und 1 Gebläsecylinder und geringer Spannung der Luft 149
Dieselbe Anordnung, Berechnung ohne Rücksicht auf die schwingenden Massen 153
Direktwirkendes Gebläse von der vorigen Anordnung, mit hoher Spannung der Luft 156
Direktwirkendes eincylindriges Gebläse ohne Expansion, mit geringer Spannung der Luft 161
Direktwirkendes eincylindriges Gebläse ohne Expansion, mit hoher Spannung der Luft 162
Allgemeine Formeln für Woolf'sche Maschinen 163
Direktwirkendes Gebläse mit 1 Cylinder, Woolf'scher Anordnung und kleiner Spannung der Luft 165
Direktwirkendes Gebläse mit 1 Cylinder, Woolf'scher Maschine und hoher Spannung der Luft 166
Direktwirkendes zweicylindriges Gebläse 169
Balanciergebläse 176
Gebläse mit Kurbelumsetzung 177
Dampfgebläse mit Umsetzung 181
Gebläse mit rotirender Kraftmaschine 182
Erzielung einer gleichförmigen Luftströmung. Regulatoren . 183
Stellung der Gebläsekurbeln 183
Arten der Regulatoren 184
Kolbenregulatoren 184
Wasserregulatoren 185
Regulatoren mit Wasserliederung (Wassertonnen-Regulatoren) . . 186
Berechnung der Regulatoren mit unveränderlichem Volum 187

Seite
Regulatorvolum für 1 Gebläsecylinder 189
Regulatorvolum für 2 Cylinder mit unter 90° verstellten Kurbeln . 191
Regulatorvolum für 3 Cylinder mit unter 120° verstellten Kurbeln . 192
Gebläse mit starker Pressung 192
Vergleichung der Regulator-Volume 192
Grössen der ausgeführten Regulatoren 193
Construktion der Regulatoren mit unveränderlichem Volum . . . 194
Cylindrische Regulatoren 194
Kugelförmige Regulatoren 195
Gemauerte Regulatoren 197
Windleitung 198
Eiserne Windleitungen 198
Düsenständer, Regulirungsvorrichtung 199
Stellvorrichtung für die Düsen 200
Gemauerte Leitungen 202
Leitungen aus Asphaltpapier 202

C. Sonstige Gebläse 203
Oszillirende Cylindergebläse 203
Kastengebläse 204
Prinzip 204
Berechnung 204
Construktion 205
Anordnung 206
Bewegungsmechanismus 206
Anwendung der Kastengebläse 207
Rotirende Kolbenmaschinen 208
Prinzip des Ventilators von Roots (Roots-Blower) 208
Verzeichnung der Räder 208
Berechnung 209
Construktion 210
Schmiere 211
Beispiele für die Ausführung 211
Roots-Blower ohne Schmiere 212
Anwendung der Roots'schen Ventilatoren 212
Andere Arten rotirender Kolbenmaschinen 212
Bälge 213
Lederner Spitzbalg 213
Dimensionen der Spitzbälge 213
Regulator 214
Construktion 215
Anwendung der Lederbälge 216
Cylinderbälge 216
Hölzerne Spitzbälge 217
Gebläse mit Wasserliederung 218
Baader'sches Gebläse 218
Wassertonnengebläse 219
Schöpfradgebläse 220
Cagniardelle 221

Seite

Wasser- und Dampfstrahlgebläse 223
Wassertrommelgebläse, Prinzip 223
Details 224
Dimensionen 225
Leistungen 225
Dampfstrahlgebläse 226

Wassergebläse 228
Paternostergebläse 228
Wasserstopfengebläse 228
Wassersäulengebläse 229

Schraubenventilatoren 230

Centrifugalventilatoren 231
Prinzip 231
Bewegung der Luft in einem mit constanter Winkelgeschwindigkeit rotirenden Rohre 231
Halbmesser des Eintrittsrohres (Saughalses) 233
Innerer Halbmesser und Breite 234
Winkel des innersten Flügelelementes mit dem Halbmesser . . . 234
Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades 235
Winkel des äussersten Flügelelementes mit dem Halbmesser . . . 237
Kleinste Umfangsgeschwindigkeit und Näherungswerth für dieselbe . 237
Zahl der Umgänge und äusserer Halbmesser 239
Relative und absolute Austrittsgeschwindigkeit der Luft 241
Flügelform 242
Anzahl der Flügel 243
Form des Gehäuses 243
Betriebskraft 244
Ausführung der Berechnung 244
Verzeichnung der Flügel und des Gehäuses 246
Andere Ventilator-Construktionen 246
Berechnung der Ventilatoren mit zurückgekrümmten Flügeln und verengtem Flügelraum 247
Vergleich zwischen Ventilatoren mit radial auslaufenden und solchen mit zurückgekrümmten Flügeln 249
Construktion des Rittinger'schen Ventilators 250
Schwarzkopff's Ventilator 251
Lloyd's Ventilator 252
Ventilatoren von Colt und von Schiele 252
Mazeline's Ventilator 252
Ventilatoren mit geraden Flügeln 252
Brackell's Ventilator 253
Bourdon's Ventilator 253
Ventilator von Fallize 253
Ventilator von Reichenbach und Golay 254
Verminderung der Umgangszahl 254
Betrieb und Anwendung der Centrifugalventilatoren 255

Literatur der Gebläse 256

II. Gichtaufzüge.

Seite

Einleitung 260
Arten der Gichtaufzüge 261
Betrieb durch das Gebläse, Nutzen der Luft- und Wassertransmission 262
Handaufzüge 263
Gichtaufzüge mit fester Transmission 266
Bahn 266
Arbeitsmaschine 267
Kraftmaschine und Transmission zum Treibapparat 269
Gichtaufzüge mit separater Dampfmaschine 269
Aufzug ohne rotirende Welle 271
Von der Gebläsemaschine betriebener Aufzug 272
Aufzüge mit Kette ohne Ende 272
Aufzug mit Schraubenstangen 274
Wassertonnenaufzüge 274
Aufzüge mit natürlichem Gefälle 276
Aufzüge mit künstlichem Gefälle 277
Wassersäulenaufzüge 278
Aufzug mit natürlichem Gefälle 279
Wassersäulenaufzüge mit Speisung durch Pumpen 279
Wassersäulenaufzüge mit direktem Betrieb durch Dampf 280
Pneumatische Gichtaufzüge 282
Aufzüge ohne Umsetzung, mit Wasserliederung 282
Aufzüge ohne Umsetzung, mit fester Kolbenliederung 284
Aufzüge mit Umsetzung 287
Literatur der Gichtaufzüge 288

III. Hämmer.

Einleitung 290
A. Stielhämmer 291
Intensität der Schläge 291
Dauer eines Schlages 292
Prellvorrichtung 294
Schwanzhämmer 295
Berechnung der Betriebskraft 295
Dimensionen der Schwanzhämmer 297
Zahl der Ertel und Durchmesser des Ertelkreises 298
Schwungrad 301
Construktion 303
Hammerhelm 303
Sohlring 304
Wagring 304
Hammer- und Ambosskern 305
Hammerkopf 305
Amboss 306
Prellvorrichtung 307
Hammergerüst 308

Seite
Lager der Hammerwelle 308
Hebedaumen 309
Anordnung 309
Riemenhämmer 310
Hammerräder 310
Kleine Schwanzhämmer 310
Schwanzhämmer mit Dampfmaschinenbetrieb 311
Aufwerfhämmer 312
Aufwerfhammergerüste 312
Eisernes Gerüst 314
Aufwerfhammer mit Dampfbetrieb 314
Schwedischer Aufwerfhammer 314
Brust- und Stirnhämmer 315
Stirnhämmer 316
Brusthämmer 317
Literatur der Stielhämmer 319
B. Rahmenhämmer 319
Rahmenhämmer mit Hebedaumen 321
Schmerber's Stempelhammer 321
Andere Einrichtung des Buffers 322
Andere Einrichtung der Hebedaumen 323
Hämmer mit Riemenbewegung 325
Friktionshämmer 325
Hämmer mit Kurbelbewegung 326
Federhämmer 327
Federhammer von Shaw und Justice 327
Riedinger's Federhämmer 329
Joy's und Palmer's Federhämmer 330
Pneumatische Hämmer 331
Soutter und Hammond's Hammer 331
Walton's Hammer 331
Hammer von Dawes 332
Hammer von Lindahl und Runer 332
Hämmer von Hotchkiss und Scholl 333
Oelhämmer 334
Literatur der Rahmenhämmer 336
C. Dampfhämmer 337
Systeme der Dampfhämmer 338
Zahl und Intensität der Schläge 339
Theorie der Dampfhämmer 340
Allgemeine Formeln für die vom Dampf produzirte und consumirte Wirkung 340
Hubhöhe, Fallgewicht und Dampfspannung 341
Steuerung 342
Dauer eines Schlages 342
Gang der Berechnung 343
Bezeichnungen 344
Berechnung der Hämmer ohne Oberdampf und Prellung . . . 345

Seite
Kolbenfläche 345
Länge des Kolbenweges bis zur Umsteuerung 346
Effekt des Schlages 347
Dauer eines Schlages 347
Dampfverbrauch 349
Formeln zur Berechnung 350
Einfluss der Vergrösserung der Kolbenfläche 352
Einfluss der Spannungsänderung beim Betrieb 352
Einfluss der Aenderung in der Umsteuerung 353
Hämmer ohne Expansion 354
Berechnung der Hämmer ohne Oberdampf und mit Prellung . 356
Länge des Kolbenweges bis zur Umsteuerung 357
Kolbenfläche 358
Effekt des Schlages 358
Länge des Cylinders, Dampfverbrauch 359
Dauer eines Schlages 359
Formeln zur Berechnung 360
Hämmer mit Prellung und ohne Expansion 362
Berechnung der Hämmer mit Oberdampf 364
Länge des Kolbenweges bis zur Umsteuerung 365
Kolbenfläche 365
Effekt des Schlages 366
Dampfverbrauch 366
Dauer eines Hubes 366
Formeln zur Berechnung 367
Berechnung bei gegebenem Effekt des Schlages 368
Einfluss der Kolbenfläche 368
Hämmer ohne Expansion des Unterdampfes 369
Allgemeine Theorie der Schnellhämmer 370
Perioden der Dampfvertheilung 370
Kolbenweg bei Beginn des Gegendampfes 371
Minimal-Kolbenfläche 372
Effekt des Schlages 373
Dauer eines Hubes 374
Schnellhämmer mit Leergang der Steuerung 376
Hämmer von Keller und Banning 376
Beziehung zwischen Kolben- und Schieberweg 377
Dimensionen der äusseren Steuerung 380
Dampfvertheilung beim Niedergange, Effekt des Schlages 381
Verstellung der Steuerung 382
Dimensionen der inneren Steuerung 383
Vorgang bei der Berechnung 384
Schnellhämmer ohne Leergang der Steuerung 389
Dampfvertheilung 389
Effekt des Schlages 390
Vortheilhaftester Expansions- und Compressionsgrad 391
Steuerung von Keller und Banning ohne Leergang 393
Berechnung der Daelen-Hämmer 395

Seite
Compressions- und Expansionsarbeit 396
Kolbenfläche, Länge des Kolbenweges bis zur Umsteuerung . . . 396
Effekt des Schlages, Dampfverbrauch 397
Hubdauer 398
Formeln zur Berechnung 398
Dampfcylinder 399
Dimensionen 399
Sicherung gegen zu hohes Aufsteigen des Kolbens 400
Befestigung des Cylinders, Cylinderboden 401
Innere Steuerung 403
Muschelschieber 404
Steuerung mit getrennten Schiebern 405
Entlastete Schieber 407
Röhrenschieber 409
Ventile 411
Ventilsteuerung für Hämmer mit Oberdampf 413
Hähne 414
Kolben 416
Innere Steuerung bei Farcot's Hammer 418
Handsteuerung 419
Handsteuerung ohne Einklinkung 419
Handsteuerung ohne Einklinkung, mit selbstthätigem Eintritt von Expansion 420
Handsteuerung mit Einklinkung 421
Schwarzkopff'sche Steuerung 424
Selbststeuerung 424
Nasmyth's Selbststeuerung 425
Selbststeuerung bei Condie's Hämmern 428
Türck's Selbststeuerung 429
Steuerung von Varral, Elwell und Poulot 430
Steuerung von Keller und Banning 431
Steuerung von Brinkmann 431
Massey's Steuerung 432
Sellers' Steuerung 432
Steuerung mit Verstellung der Schieberstange 434
Verkürzung der Schieberstange 434
Selbststeuerung ohne bleibende Regulirung 435
Hämmer ohne äussere Steuerung 436
Kolben, Kolbenstange und Fallblock 438
Construktion des Kolbens 438
Liederung 438
Kolbenstange 439
Verbindung des Kolbens mit der Kolbenstange 440
Fallblock 441
Verbindung der Kolbenstange mit dem Fallblock 441
Dicke Kolbenstange 443
Cylinder, Kolben und Kolbenstange bei Condie-Hämmern 444
Führung 445

Seite
Hämmer ohne Führung des Fallblockes 446
Hammergerüste 447
Ständer 447
Fundamentplatten 448
Nasmyth's Gerüst 449
Condie-Hammer 450
Gerüst mit hohlen Ständern 450
Vorhängende Gerüste für grössere Hämmer 450
Schnellhammer-Gerüste 451
Gerüste mit grosser Schmiedeweite 452
Blechgerüste 453
Morrison's Hammer 453
Voisin's Hammer 454
Hammer von Thwaite und Carbutt 455
Hammer mit besonderem Oberdampf-Cylinder 455
Amboss und Fundament 456
Hammerfundament 456
Amboss 456
Fundirung mit Chabattenstock 458
Fundirung mit Vertikalbalken und Béton 460
Chabattenstock und Horizontalbalken 460
Fundirung mit Horizontalbalken 460
Abwechselnde Holz- und Eisenschichten 461
Schwere Chabatten aus einem Stück 461
Bétonfundament in einem Blechkasten 462
Beseitigung des Effektsverlustes durch den schädlichen Raum . . 463
Amboss für einen Hornhammer 463
Horizontalhämmer 464
W. Clay's horizontaler Hammer 464
Doppelhämmer 465
Doppelhammer mit zwei Dampfcylindern von Ramsbottom . . . 465
Doppelhammer mit 1 Dampfcylinder von Ramsbottom 466
Pendelhammer von Thal 467
Literatur der Dampfhämmer 468
D. Luppenpressen und Luppenmühlen 470
Luppenpressen 470
Prinzip 470
Anordnung 471
Dimensionen 471
Einfachwirkende Presse mit einarmigem Hebel 471
Einfachwirkende Presse mit zweiarmigen Hebeln 472
Allarton's Luppenpresse 472
Doppeltwirkende Pressen 473
Pressen mit besonderer Dampfmaschine 473
Wasserkühlung 473
Vor- und Nachtheile der Luppenpressen 473
Luppenmühlen 474
Burden's Luppenmühle 474

Seite
Luppenmühle mit horizontaler Axe 474
Vor- und Nachtheile der Luppenmühlen 474
Brown's Luppenmühle 475
Robertson's Luppenmühle 476
Luppenmühlen zu rotirenden Puddelöfen 476
Literatur der Luppenpressen etc. 477

IV. Walzwerke.

Einleitung 478
Allgemeine Einrichtung 478
Arten der Walzwerke 479
Die Walzarbeit 479
Beschleunigung der Walzarbeit 480
Transmission 481
Wellen, Kurbel 481
Zahnräder 481
Riemen-Umsetzung 482
Schwungrad 483
Zweck des Schwungrades 483
Umfangsgeschwindigkeit und Halbmesser des Schwungringes . . . 485
Gewicht und Dimensionen des Schwungringes 485
Dimensionen der Arme 486
Welle und Nabe 487
Construktion der Schwungräder 487
Kranz- und Armverbindungen 488
Kränze aus parallelen Theilen 488
Schmiedeeiserne Arme 489
Schwungringe aus Schmiedeeisen 489
Blechscheiben statt der Arme 489
Spannstangen als Arme 490
Riemenscheiben-Schwungräder 491
Kupplungen 491
Brechspindeln 491
Querschnitt der Brechspindeln 492
Länge der Kupplungszapfen, Wellen und Muffe 493
Muffe 493
Unterstützung der Brechspindeln 493
Gelenkkupplungen 494
Klauenkupplung 495
Selbstthätige Ausrückung 495
Brechkupplung 496
Friktionskupplungen 497
Friktionskrauseln 497
Walzen 498
Form und Material 498
Kaliber 498
Dimensionen 499
Zapfen 500

Seite

Krauseln 500
Berechnung 500
Construktion 502
Schleppwalzen 503
Stellung der Krauseln 504
Walzgerüste 505
Construktion 505
Dimensionen 506
Auswechseln der Walzen 506
Lager und Ständer 507
Aufhängung der Oberwalze 507
Lagerschalen 508
Sicherung gegen zu starken Druck 508
Stellung der Lager 509
Stellschraube für die Oberwalze 510
Stellung durch Keile 510
Krauselständer 511
Ständer für zwei Walzen 511
Blechwalzen-Ständer 512
Feineisen-Ständer 512
Ständer für Trio's 514
Gewichtsausgleichung der Oberwalze 516
Gewöhnliche Anordnung 517
Form der Gegengewichte 517
Vereinfachte Anordnungen 517
Verbindung der Stellschraube mit den Gegengewichten 518
Verminderung des Druckes gegen die Zapfen der Oberwalze . . . 518
Bewegung der Stellschraube 518
Einzeldrehung der Stellschrauben 519
Gleichzeitige Drehung mittelst Kuppelstange 519
Stellvorrichtung mit Stirnrädern 519
Stellvorrichtung mit konischen Rädern 520
Stellvorrichtung mit Schraube ohne Ende 520
Bewegung der Stellschrauben durch Maschinenkraft 521
Ein- und Auslassvorrichtungen 522
Walzentisch 522
Einlässe für Feineisenwalzen 523
Abstreifmeissel 523
Abstreifmeissel für Blechwalzen 524
Nebeneinrichtungen beim Walzbetriebe 525
Ueberhebvorrichtungen 525
Zurückgeben leichterer Stücke 525
Einrichtung der Ueberhebapparate 525
Walzentisch zum Ueberheben 526
Hebung durch die Walzenwelle 526
Ueberheben mit seitlich stehendem Dampfcylinder 527
Dampfcylinder unter dem Walzgerüst 527
Dampfcylinder ober dem Walzgerüst 528

Seite

Dreiwalzensystem (Trio) 529
Feineisenwalzwerke 529
Trio's für schwere Walzstücke 530
Trio mit stellbarer Mittelwalze 531
Amerikanische Trio's 532
Selbstthätige Einlassvorrichtung von Fritz 533
Trio von Lauth und Deby 535
Walzwerke mit Wechseldrehung 536
Klauenkupplung 536
Mittel gegen die Stösse 538
Stevenson's Friktionskupplung 539
Hydraulische Friktionskupplung von Kitson 539
Kupplung mit Bremsband 540
Kupplung mit Differentialbremse 541
Oszillirende Walzen 542
Walzwerke mit Umsteuerung 543
Steuerung 544
Vor- und Nachtheile der Reversirmaschinen 545
Abgesonderte Maschinen für den Vor- und Rückwärtsgang . . . 546
Andere Einrichtungen zur Ersparung des Ueberhebers 547
Zwei Walzenpaare in verschiedener Höhe 547
Zwei Walzenpaare hinter einander 547
Booth's Schnellwalzwerk 548
Zwei Walzenpaare neben einander 548
Mehrere Walzenpaare neben einander 549
Mehrere Walzenpaare hinter einander 550
Universalwalzwerke 552
Prinzip 552
Aeltere Einrichtung 553
Transmission ober dem Walzgerüst 553
Transmission unter den Horizontalwalzen 554
Marell's Universalwalzwerk 554
Wagner's Universalwalzwerk 555
Universalwalzen mit stellbaren Kalibern 555
Fundament 556
Fundamentplatten 557
Befestigung der Ständer und der Grundplatten 557
Holzfundamente 558
Gemauerte Fundamente 558
Kraftmaschine 559
Betrieb durch Wasserkraft 559
Walzwerksdampfmaschinen 559
Betriebskraft 561
Bandagen-Walzwerke 563
Kopfwalzwerke mit horizontalen Walzen 563
Tyres-Walzwerke mit vertikalen Axen 564
Centrirapparate für Tyres 569
Literatur der Walzwerke 572

V. Apparate zum Zertheilen des Eisens.

Seite

Einleitung 576
Backenscheeren 576
Stellung der Schneiden und des Drehpunktes 577
Scheerenhebel 578
Drehzapfen 578
Schneiden 579
Gewöhnliche Anordnung 579
Nebeneinrichtungen 579
Bewegungsmechanismus für Winkelscheeren 580
Backenscheere mit Exzenterbewegung 580
Bewegung durch einen Knichebel 581
Doppelscheeren 581
Andere Construktionen 581
Scheeren mit besonderer Dampfmaschine 582
Handscheeren 582
Anwendung und Betriebskraft 582
Parallelscheeren 583
Widerstand gegen das Abschneiden 584
Parallelscheeren für Stäbe 584
Andere Construktionen 585
Parallelscheeren für Kesselblech 586
Detailconstruktion einer Kesselblechscheere 586
Gewichtsausgleichung durch Kautschukplatten 589
Schwungrad, Betriebskraft 589
Circularscheeren 590
Schneidwerke 591
Construktion 591
Dimensionen 591
Beschreibung eines Schneidwerkes 592
Circularsägen 593
Sägeblatt 593
Zähne 593
Einrichtung der Sägen 594
Säge mit fixer Welle 595
Circularsägen mit verschiebbarer Welle 595
Betrieb 596
Literatur der Scheeren etc. 597
Tabellen für die Windmengen 599

I. Gebläse.

Gebläse sind Maschinen, welche zur Fortbewegung der Luft dienen. Der Hüttenmann benützt Gebläse, um den Feuerungen die Luft zuzuführen, welche zur Verbrennung des Brennmaterials erforderlich ist. Diese Zuführung erfolgt auf die Weise, dass die Luft durch das Gebläse in einen Röhrenstrang, die Windleitung gedrückt, und aus derselben durch verengte Mündungen, Düsen, in den Feuerraum geblasen wird.

Die Verengung der Ausflussmündungen hat die Folge, dass die Luft eine grössere Austrittsgeschwindigkeit erhält, welche erfahrungsmässig einen grösseren Hitzegrad erzielt, indem sie eine raschere Verbrennung bewirkt; nebstdem nimmt die noch in der Windleitung befindliche Luft eine Spannung an, welche die ausser den Düsen vorhandene mehr oder weniger übersteigt. Die letztere ist wieder wegen der Hindernisse, welche die Luft auf ihrem Wege in's Freie, z. B. bei Hochöfen in den engen Kanälen der Beschickungssäule findet, grösser als die atmosphärische. Die Spannung der Gebläseluft muss den an der Düsenmündung herrschenden Gegendruck überwinden; die weitere Steigerung derselben, welche sich bei Verengung der genannten Mündung ergiebt, ist nicht Zweck der Einrichtung, sondern nur eine mit der grösseren Ausflussgeschwindigkeit im Zusammenhange stehende Erscheinung.

Aus diesem Grunde aber und als leicht messbare Grösse eignet sich die Pressung zur Bestimmung der Ausflussgeschwindigkeit, mithin zur Beurtheilung des pyrometrischen Effektes; auch hängt von derselben die mechanische Arbeit des Gebläses ab. Sie bildet daher das eine der für diese Leistungen massgebenden Elemente; das zweite ist die Luftmenge, welche in gegebener Zeit zum Ausflusse durch die Düsen gelangt.

Aus der Lehre von den Gebläsen können diejenigen Betrachtungen abgesondert werden, welche alle einzelnen Arten derselben gemeinschaftlich betreffen; dazu gehört die Bestimmung der Ausflussmenge, der zur

Bewegung der Luft erforderlichen Arbeitsgrösse, des Düsendurchmessers etc. Es sind dies vorwaltend Betrachtungen theoretischer Natur, welche in einem „allgemeine Gebläsetheorie“ benannten Abschnitte zusammengefasst, der speciellen Beschreibung und Berechnung der einzelnen Gebläse vorausgeschickt werden sollen.

A. Allgemeine Gebläsetheorie.

Die Lösung der Aufgaben, welche den Gegenstand der allgemeinen Gebläsetheorie bilden, erfordert die Kenntniss mehrerer Gesetze über das physikalische Verhalten der ruhenden und der bewegten Luft; es sollen daher diese der Mechanik der Luft entlehnten Gesetze zuerst angeführt und dann auf die vorliegenden Aufgaben angewendet werden.

Beziehungen zwischen Spannung, Temperatur, Volum und spezifischem Gewicht der Luft.

Spannung ist der Druck der in einem Gefäss eingeschlossenen Luft auf die Flächeneinheit der Gefässwände; spezifisches Gewicht das Gewicht einer Volumseinheit. Die Bezeichnung der Temperatur soll in Celsius'schen Graden erfolgen. Zwischen diesen drei Grössen finden nachstehende, theils durch Beobachtung, theils durch Rechnung gefundene Beziehungen statt.

Das Gay-Lussac'sche Gesetz. Dasselbe drückt die Beziehung zwischen den Volumen und Temperaturen zweier gleicher Luftmassen (d. h. zweier Luftmengen, deren Massen gleich gross sind) aus, welche gleiche Spannung zeigen.

Sei v_0 das Volum, welches eine Luftmasse bei irgend einer Spannung und der Temperatur 0 einnimmt, v das Volum einer ebenso grossen Luftmasse bei derselben Spannung und der Temperatur t, so hat man

$$v = v_0 (1 + \alpha t),$$

worin α eine Erfahrungszahl ist, welche man gewöhnlich

$$\alpha = 0{\cdot}003665 = {}^1/_{273}$$

setzt*). Der Temperatur t_1 einer dritten gleich grossen Luftmenge wird bei gleicher Spannung ein Volum

$$v_1 = v_0 (1 + \alpha t_1)$$

*) Nach Professor Gustav Schmidt's genauer Berechnung (Abhandl. der k. böhm. Ges. der Wissenschaften, VI. Folge, Bd. I, Separatabdruck S. 20) wäre

entsprechen. Durch Division der Gleichungen für v und v_1 erhält man

$$\frac{v}{v_1} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1},$$

den Ausdruck des Gay-Lussac'schen Gesetzes. Die Volume verhalten sich also bei verschiedener Temperatur t, aber sonst gleichen Umständen, wie die Ausdrücke von der Form $1 + \alpha t$.

Das Mariotte'sche Gesetz. Dieses enthält die Beziehung zwischen den Volumen v, v_1 und Spannungen p, p_1 gleicher Luftmassen, welche gleiche Temperatur zeigen. Es lautet

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p},$$

d. h. bei gleicher Temperatur verhalten sich die Volume umgekehrt wie die Spannungen.

Das combinirte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz. Dasselbe gibt die Relation zwischen den Volumen, Spannungen und Temperaturen gleich grosser Luftmassen an, bei welchen die Spannungen sowohl als die Temperaturen verschieden sind. Dieses Gesetz ist, wie der Name andeutet, eine Combination der beiden vorigen, und wird gefunden, indem man mit den beiden betrachteten Luftmengen eine dritte vergleicht, welche mit einer der letzteren gleiche Spannung, mit der anderen gleiche Temperatur zeigt. Die Grössen, welche den Zustand der drei Luftmengen charakterisiren, sollen nach folgendem Schema bezeichnet werden:

	Volum	Temperatur	Spannung
Luftmenge 1.	v	t	p
„ 2.	v_1	t_1	p_1
„ 3.	v_2	t_1	p

Vergleicht man 1. mit 3., so folgt nach dem Gay-Lussac'schen Gesetze

$$\frac{v}{v_2} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1};$$

aus dem Vergleiche von 3. und 2. ergibt sich nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p}$$

und durch Multiplication beider Gleichungen

---

richtiger $\alpha = 0{\cdot}003642 = \frac{1}{274{\cdot}6}$ zu setzen, welcher Werth indessen von dem obigen so wenig differirt, dass letzterer für die folgenden Rechnungen beibehalten werden kann.

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p} \cdot \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1},$$

d. i. die gesuchte Beziehnung.

Für $v = v_1$ wird

$$\frac{p}{p_1} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1};$$

es ist also bei gleichem Volum die Spannung um so grösser, je höher die Temperatur.

Selbstverständlich gelten die bisher angeführten Gesetze auch für verschiedene, auf einander folgende Zustände einer und derselben Luftmenge. Wird z. B. durch Erhöhung der Temperatur von t auf t_1, ohne Spannungsänderung, das Luftvolum v in v_1 verwandelt, so besteht das Gay-Lussac'sche Gesetz für diese beiden auf einander folgenden Zustände ebenso gut, als ob sie gleichzeitig zwei abgesonderten, gleich grossen Luftmassen zukämen.

Statt der Volume können in die obigen Formeln die spezifischen Gewichte eingeführt werden. Diese verhalten sich umgekehrt wie die Volume; denn seien δ und δ_1 die den Volumen v und v_1 gleicher Luftmassen entsprechenden spezifischen Gewichte, so ist das absolute Gewicht dieser Luftmassen

$$G = v\,\delta = v_1\,\delta_1, \text{ daher}$$
$$\frac{v}{v_1} = \frac{\delta_1}{\delta},$$

und es kann in allen früher aufgestellten Gleichungen $\frac{\delta_1}{\delta}$ statt $\frac{v}{v_1}$ eingesetzt werden. Das combinirte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz insbesondere erhält dadurch den Ausdruck

$$(1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{\delta_1}{\delta} = \frac{p_1}{p} \cdot \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1},$$

und ist in dieser Form zur Vergleichung verschieden grosser Luftmassen anwendbar, weil darin die von den Massen abhängigen Volume nicht mehr erscheinen. Aus der Gleichung (1) folgt, dass wenn zwei der Grössen δ, p, t den entsprechenden δ_1, p_1, t_1 gleich sind, auch zwischen den beiden übrigen Gleichheit stattfindet. Haben z. B. zwei Luftmengen dieselbe Spannung und dasselbe spezifische Gewicht, d. h. ist $p = p_1$ und $\delta = \delta_1$, so muss auch $t = t_1$, d. h. die Temperatur dieselbe sein.

Das potenzirte Mariotte'sche oder Poisson'sche Gesetz. Die bisherigen Ausdrücke dienen allgemein zur Vergleichung der verschiedenen Zustände der Luft, ohne Rücksicht auf die Ursache, welche diese Zustände hervorgerufen hat. Für die Gebläsetheorie ist nun die Beantwortung der folgenden Frage wichtig: Wie ändert sich der Zustand einer

Luftmenge, wenn dieselbe durch äusseren Druck verdichtet wird, oder unter Abnahme des äusseren Druckes sich ausdehnt? Zur näheren Versinnlichung dieser Frage sei *A* Fig. 7 ein cylindrisches oben offenes Gefäss, in welchem durch einen luftdicht passenden, ohne Reibung beweglichen und gewichtlosen Kolben *K* ein Luftvolum v von der Temperatur t und Spannung p abgeschlossen ist. Um den Kolben in seiner Stellung zu erhalten, muss auf denselben ein abwärts gerichteter Druck P wirken, welcher dem inneren Luftdrucke auf den Kolben gleichkommt. Das Gefäss sei wärmedicht. Der Druck P werde allmälig vermindert, so dass der Kolben, dem nun überwiegenden inneren Drucke weichend, in die punktirte Stellung K_1 aufsteigt; oder es werde durch Vergrösserung von P der Kolben nach K_2 versetzt. In beiden Fällen ändern sich die Grössen v, p, t, und bezeichnet man die neuen Werthe derselben mit v_1, p_1, t_1, so handelt es sich um die Beziehung dieser Werthe zu den anfänglichen v, p und t. Früher nahm man an, dass bei der angedeuteten Volumsänderung die Temperatur constant $= t$ bleibe, also $t_1 = t$ sei, und unter dieser Voraussetzung wäre nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p}$$

zu setzen. Neuere Forschungen zeigen dagegen, dass mit dem Volum nicht nur die Spannung, sondern auch die Temperatur sich ändere, und zwar findet bei der Verdichtung eine Erhöhung, bei der Ausdehnung eine Erniedrigung der Temperatur statt. Das einfache Mariotte'sche Gesetz ist daher zur Vergleichung des Anfangs- und Endzustandes nicht mehr anwendbar, es muss an dessen Stelle das combinirte Gay-Lussac-Mariotte'sche oder die Gleichung (1) treten.

Diese allein gibt noch keinen Aufschluss über den geänderten Zustand, denn sie enthält im vorliegenden Falle stets 2 Unbekannte; frägt man z. B., wie Temperatur und Spannung sich ändern, wenn das spezifische Gewicht von δ in δ_1 übergeht, so sind δ, p, t, als den Anfangszustand der Luft bezeichnend, dann δ_1 gegeben, p_1 und t_1 gesucht. Und doch ist klar, dass einer gegebenen Aenderung des Volums oder spezifischen Gewichtes nur eine bestimmte Aenderung der Temperatur und Spannung entsprechen könne, dass also der neue Zustand ein bestimmter sein müsse. In der That existirt für die gesuchten Grössen eine zweite, von Poisson gefundene Gleichung, welche den Namen des Poisson'schen oder potenzirten Mariotte'schen Gesetzes führt. Sie lautet:

$$(2) \quad \ldots\ldots \quad \frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa} = \left(\frac{\delta}{\delta_1}\right)^{\varkappa},$$

worin $\varkappa$ eine Constante $= 1{\cdot}41$ ist.

Durch Combination der Gleichung (2) mit (1) lassen sich nun stets von den drei Grössen p_1, t_1 und v_1 oder δ_1 zwei berechnen, wenn die dritte gegeben ist, wodurch die gestellte Aufgabe gelöst erscheint.

Die Gleichung (2) zeigt übrigens, dass die Spannungsänderungen grösser sind als nach dem Mariotte'schen Gesetze. Wird z. B. das anfängliche Volum v durch Verdichtung in $v_1 = \frac{v}{2}$ verwandelt, so ist $\frac{v_1}{v} = \frac{1}{2}$ und nach (2)

$$\frac{p}{p_1} = (1/2)^{\varkappa}$$

$$p_1 = 2^{\varkappa} p > 2p.$$

Wird also das Volum auf die Hälfte vermindert, so wächst die Spannung auf mehr als das Doppelte. Aehnlich nimmt bei einer Ausdehnung die Spannung rascher ab als das Volum zu. Der Grund hiefür liegt in der Erwärmung, welche bei der Verdichtung, und in der Abkühlung, welche bei der Ausdehnung stattfindet. Diese Temperaturänderungen aber entstehen nach den Anschauungen der mechanischen Wärmetheorie dadurch, dass die bei der Verdichtung aufgewendete Arbeit in Wärme umgesetzt wird, während bei der Ausdehnung ein Umsatz von Wärme in Arbeit eintritt, welche letztere den äusseren Druck auf die sich ausdehnende Luft überwindet.

Aus dem Poisson'schen Gesetze folgt, dass, wenn die Spannung der Luft, gleichgültig ob durch Verdichtung oder Verdünnung, geändert, und durch den entgegengesetzten Process wieder auf den früheren Werth zurückgeführt wird, auch Temperatur und spezifisches Gewicht, also der ganze Zustand der Luft, dieselben sein müssen wie zu Anfang; alles unter Voraussetzung vollkommen wärmedichter Gefässe. Denn bezeichnen p, p_2, p_1 die Spannungen, δ, δ_2, δ_1 die spezifischen Gewichte und t, t_2, t_1 die Temperaturen in den drei auf einander folgenden Zuständen, so ist nach (2)

$$\frac{p}{p_2} = \left(\frac{\delta}{\delta_2}\right)^{\varkappa} \text{ und}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\delta_2}{\delta_1}\right)^{\varkappa};$$

durch Multiplication beider Gleichungen folgt:

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{\delta}{\delta_1}\right)^{\varkappa},$$

ist daher $p_1 = p$, so ist auch $\delta_1 = \delta$, mithin wegen (1) auch $t_1 = t$.

Ist endlich die Luft in einem wärmedichten Behälter blos mechanisch hervorgebrachten Spannungsänderungen ausgesetzt, und hat nach beliebiger Zeit eine von den Grössen: Spannung, Temperatur und spezifisches Gewicht denselben Werth wie zu Anfang, so sind auch die beiden anderen Grössen, mithin der ganze Zustand der Luft, die anfänglichen.

Spezifisches Gewicht der Luft von beliebiger Spannung und Temperatur. Bestimmt man δ aus der Gleichung (1), so erhält man

$$\delta = \frac{p}{p_1} \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t} \delta_1.$$

Statt der Spannungen p, p_1 sollen in diesem Ausdrucke die Manometerstände eingeführt werden. Das Manometer, bekanntlich ein zur Messung der Spannungen dienendes Instrument, ist in seiner einfachsten Form ein gebogenes mit Wasser oder Quecksilber gefülltes Rohr R Fig. 6. Dasselbe wird mit einem seiner beiden offenen Enden in das Gefäss eingesenkt, worin sich die Luft befindet, deren Spannung p man messen will. Ist diese Spannung verschieden von der äusseren atmosphärischen, so stellen sich die beiden Flüssigkeitsspiegel A und B verschieden hoch; der Druck auf die Flächeneinheit der Querschnitte A und E ist gleich gross. Der auf A wirkende Druck ist p, der auf E wirkende gleich der Summe aus dem atmosphärischen und dem Drucke der Flüssigkeitssäule von der Höhe $BE = h$. Bezeichnet also b den Barometerstand, mit derselben Flüssigkeit gemessen, welche das Manometer enthält, und γ das spezifische Gewicht dieser Flüssigkeit, so hat man

$$p = (b + h)\gamma.$$

Ebenso ergibt sich

$$p_1 = (b_1 + h_1)\gamma,$$

in welchem Ausdrucke b_1 und h_1 eine der vorigen analoge Bedeutung haben. Durch Division beider Gleichungen folgt

$$\frac{p}{p_1} = \frac{b + h}{b_1 + h_1},$$

welcher Werth in den Ausdruck für δ eingesetzt,

$$(3) \quad \ldots \ldots \quad \delta = \frac{b + h}{b_1 + h_1} \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t} \delta_1$$

ergibt. Sind in dieser Gleichung zusammengehörige Werthe von δ_1, t_1, b_1 und h_1 gegeben, so lässt sich dieselbe benützen, um das spezifische Gewicht δ der Luft von beliebiger Temperatur t und Spannung zu bestimmen.

Nach Regnault ist bei der Temperatur $t_1 = 0$, dem Barometerstande $b_1 = \beta = 0{\cdot}76$ M. Quecksilber und bei atmosphärischer Spannung, also

für $h_1 = 0$, das Gewicht eines Kubikmeters Luft $\delta_1 = 1{\cdot}2932$ Kil.; durch Einsetzung dieser Werthe in (3) folgt

$$(4) \quad \ldots \quad \delta = 1{\cdot}2932 \frac{b + h}{\beta (1 + \alpha t)} = 1{\cdot}7016 \frac{b + h}{1 + \alpha t}.$$

Der Barometerstand $\beta = 0{\cdot}76$ M. $\doteq 28{\cdot}85$ Wiener Zolle ist der mittlere im Niveau des Meeresspiegels. In dem ersten der obigen Ausdrücke für δ können b, h und β in beliebigem Maasse, im zweiten müssen b und h in Metern Quecksilber eingesetzt werden; δ ergibt sich jedenfalls in Kilogrammen pr. Kubikmeter.

Bewegung und Ausfluss der Luft.

Beziehung zwischen Spannung und Geschwindigkeit der in einer Röhrenleitung bewegten Luft. Es sei Fig. 10 PQ ein Rohr von allmälig geändertem Querschnitte, welches von Luft in der Richtung des Pfeiles durchströmt wird. In der Luftbewegung sei der Beharrungszustand eingetreten, so dass an jedem einzelnen Punkte im Innern des Rohres Spannung und Geschwindigkeit ungeändert bleiben, d. h. dass beide an jedem Orte der Zeit nach constant sind.

Dagegen werden allgemein beide Grössen dem Orte nach veränderlich sein, d. h. an einzelnen Orten verschiedene Werthe zeigen. Es soll nun die Beziehung aufgesucht werden, in welcher diese verschiedenen Werthe zu einander stehen. Ist Ab eine Luftschicht von unendlich kleiner Dicke, deren Ebene senkrecht auf der Rohraxe PQ steht, so muss, um die Lösung der Aufgabe zu erleichtern, die Voraussetzung gemacht werden, dass an allen Punkten dieser Schicht gleiche Geschwindigkeit und Spannung der Luft herrsche; auch soll von der Schwere und Reibung der Luft an den Röhrenwänden abgesehen werden.

Auf die Luftschicht Ab wirken daher keine anderen Kräfte, als die Spannungen der beiderseits angränzenden Luftschichten. Sei die Fläche $AB = a$, der Druck pr. Flächeneinheit oder die Spannung im Querschnitte AB gleich p, so ist der im Sinne der Bewegung, daher beschleunigend auf AB wirkende Druck gleich ap. Die Fläche ab kann wegen der allmälig stattfindenden Erweiterung des Rohres und wegen der unendlich geringen Dicke der Luftschicht Ab gleich $a + da$ gesetzt werden, und ist q die Spannung in ab, so ist

$$(a + da)\, q = aq + q\, da$$

der dem Sinne der Bewegung entgegenwirkende Druck auf ab. Hiervon ist blos aq auf die Bewegung der Luftmasse Ab von Einfluss, da $q\, da$

als Reactionsdruck durch den Widerstand der Rohrwand aufgehoben wird. Der resultirende, im Sinne der Bewegung wirkende Druck ist daher

$$K = ap - aq.$$

Wäre die Luftschicht in Ruhe oder in gleichförmiger Bewegung, so müsste dieser resultirende Druck gleich Null, daher $p = q$ sein. Da aber die Geschwindigkeit sich ändert, so muss q von p verschieden sein, und wegen des unendlich kleinen Abstandes zwischen AB und ab kann

$$q = p + dp, \text{ daher}$$

$$K = ap - a(p + dp) = - adp$$

gesetzt werden, wobei dp die elementare (positive oder negative) im Sinne der Bewegung stattfindende Spannungsänderung bedeutet.

Bekanntlich lässt sich aber auch setzen

$$K = \frac{k}{g} \frac{du}{dt},$$

worin k das Gewicht des Bewegten, g die Acceleration der Schwere = 9·8088 M., u die Geschwindigkeit und t die Zeit bedeuten. Das Bewegte ist im vorliegenden Falle die Luftschicht Ab Fig. 3, daher, wenn noch δ das spezifische Gewicht der Luft bedeutet,

$$k = a. \overline{Oo} . \delta.$$

Die Länge Oo lässt sich ausdrücken, wenn man bedenkt, dass während die Lufttheile den Weg Oo zurücklegen, die Spannungsänderung dp stattfindet; denn in AB ist die Pressung p, in ab hingegen $p + dp$. Man kann daher Oo als Element des Weges annehmen, mithin

$$\overline{Oo} = ds = udt$$

setzen, da u während der Zeit dt als constant angesehen werden darf. Hiermit folgt

$$k = a\delta udt$$

$$K = \frac{a\delta udt}{g} \frac{du}{dt} = \frac{a\delta}{g} udu,$$

und vergleicht man diesen Werth mit dem oben für K gefundenen, so ergibt sich

$$\frac{a\delta}{g} udu = - adp \text{ oder}$$

$$udu = - \frac{g}{\delta} dp.$$

Das spezifische Gewicht δ lässt sich als Funktion von p ausdrücken. Sind nämlich die Spannung p_1 und das spezifische Gewicht δ_1 an irgend einem anderen Punkte der Rohrleitung gegeben, so kann für die Be-

ziehung dieser Grössen zu p und δ entweder das Poisson'sche oder Mariotte'sche Gesetz angewendet werden. Benützt man das Poisson'sche Gesetz, so ist dabei vorausgesetzt, dass die Luft auf ihrem Wege durch das Rohr keine Wärme aufnimmt oder abgibt, dass also das Rohr wärmedicht sei. Die Annahme des der älteren Gebläsetheorie zu Grunde liegenden Mariotte'schen Gesetzes, mithin einer constanten Lufttemperatur, bedingt dagegen, dass die Rohrwände bei Zunahme der Luftspannung gerade so viel Wärme aufnehmen, als durch Umsetzung von Arbeit entsteht, und bei Abnahme der Spannung so viel Wärme abgeben, als dabei in Arbeit umgesetzt wird. Die Aenderung von $p_1 \delta_1$ in $p\delta$ erfolgt nun in dem Falle, auf welchen die zu entwickelnde Bewegungsgleichung der Luft angewendet werden soll, auf einem so kurzen Wege (innerhalb der conischen Düse der Windleitung), dass die erstere Voraussetzung die richtigere, also das Poisson'sche Gesetz, Formel (2), anzuwenden ist. Nach (2) ergibt sich nun

$$\frac{\delta_1}{\delta} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{\varkappa}},$$

$$\frac{1}{\delta} = \frac{1}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}};$$

setzt man diesen Werth in die obige Differentialgleichung, so erhält man

$$u\,du = -\frac{g}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}} dp$$

$$2u\,du = -\frac{2gp_1}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}} d\left(\frac{p}{p_1}\right)$$

$$u^2 = -\frac{2gp_1}{\delta_1}\,\frac{\left(\frac{p}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}+1}}{-\frac{1}{\varkappa}+1} + Const.;$$

und da

$$-\frac{1}{\varkappa}+1 = \frac{\varkappa-1}{\varkappa} \text{ ist,}$$

$$u^2 = -\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\,\frac{2gp_1}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} + Const.$$

Ist u_1 die Geschwindigkeit der Luft an der Stelle, wo die Pressung und das spezifische Gewicht derselben die Werthe p_1 und δ_1 besitzen, so hat man für $p = p_1$ und $\delta = \delta_1$, $u = u_1$ zu setzen, und erhält dadurch

$$(5) \quad \ldots\ldots \quad u_1^2 = -\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\,\frac{2gp_1}{\delta_1} + Const.,$$

und zieht man die vorige Gleichung von dieser ab, so wird

$$(6) \quad \ldots \quad u_1^2 - u^2 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{2gp_1}{\delta_1} \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right],$$

worin die Constante eliminirt ist.

Die Gleichung (6), welche das allgemeine Gesetz der Bewegung der Luft in einem ruhenden Rohre darstellt, zeigt, dass die Spannung p um so grösser wird, je kleiner die Geschwindigkeit u ist, und umgekehrt. Sie gilt nur unter der Voraussetzung allmäliger Querschnittsänderungen. Bei Verengungen wächst nun die Geschwindigkeit, da durch alle Querschnitte die gleiche Luftmenge in gegebener Zeit strömt, daher ist dort die Pressung kleiner als in den grösseren Querschnitten, wo die Geschwindigkeit abnimmt.

Da die Grössen $u\,p\,\delta$ für eine und $u_1\,p_1\,\delta_1$ für eine zweite beliebige Stelle der Röhre gelten, kann man in (6) die ersteren mit den letzteren Grössen vertauschen und wieder $u_1\,p_1\,\delta_1$ als gegeben ansehen; man erhält dadurch

$$(7) \quad \ldots \quad u^2 - u_1^2 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{2gp}{\delta} \left[\left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right].$$

Führt man diese Vertauschung auch in (5) aus, so wird

$$u^2 = - \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{2gp}{\delta} + Const.,$$

oder indem man (5) von dieser Gleichung abzieht

$$(8) \quad \ldots \quad u^2 - u_1^2 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} 2g \left(\frac{p_1}{\delta_1} - \frac{p}{\delta} \right),$$

eine andere sehr einfache Form der Gleichung (7).

Gewicht der pr. Sekunde aus der Düse strömenden Luft. Die Gleichung (7) gilt für beliebige zusammengehörige Werthe von u, p und δ. Da die Verminderung des Querschnittes der Windleitung auf den der Düse bei der schwachen Conizität der letzteren allmälig stattfindet, wird auch die entsprechende Geschwindigkeitsänderung ohne bedeutende Wirbelbildung erfolgen; die Gleichung (7) wird also auch gültig sein, wenn man darin für u, p, δ die Ausflussgeschwindigkeit c, die Spannung p_2 und das spezifische Gewicht δ_2 der ausströmenden Luft setzt; dadurch erhält man

$$c^2 - u_1^2 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{2gp_2}{\delta_2} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right].$$

Man darf ferner voraussetzen, dass die Luft in der Düsenöffnung dieselbe Spannung besitzt, wie in dem Raume, in welchen die Düse mündet, daher p_2 zugleich die Spannung der Luft in diesem Raume bedeutet; u_1, p_1 und δ_1 sind Geschwindigkeit, Spannung und spezifisches Gewicht

an einem nahe der Düse gelegenen Punkte der Windleitung, welche so wie p_2 durch Beobachtung ermittelt werden können und zur Bestimmung von c führen.

Da der Querschnitt der Düsenmündung gegen jenen der Windleitung fast immer sehr klein ist, verschwindet u_1^2 gegen c^2, und es ergibt sich

$$(9) \quad \ldots \quad c = \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{2 g p_2}{\delta_2} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]}.$$

Seien a der Düsenquerschnitt, μ der Ausflusscoëfficient, δ_2 das spezifische Gewicht der Luft im Ausflussquerschnitt, so ergibt sich das pr. Sekunde aus der Düse strömende Luftgewicht

$$(10) \quad \ldots \quad L = \mu a c \delta_2,$$

und wenn man hierin den Werth (9) von c einführt,

$$(11) \quad \ldots \quad L = \mu a \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} 2 g p_2 \delta_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]}.$$

Maximal-Ausflussmenge. Nach dem Poisson'schen Gesetze ist

$$p_2 \delta_2 = p_1 \delta_1 \frac{p_2}{p_1} \frac{\delta_2}{\delta_1} = p_1 \delta_1 \frac{p_2}{p_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\varkappa}} = p_1 \delta_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\varkappa + 1}{\varkappa}};$$

führt man diesen Werth in (11) ein, so ergibt sich

$$(12) \quad \ldots \quad L = \mu a \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} 2 g p_1 \delta_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\varkappa + 1}{\varkappa}} \right]}.$$

Die Betrachtung dieses Ausdruckes zeigt, dass L für einen gewissen Werth von p_2 ein Maximum wird; der Grund davon ist, dass bei wachsendem p_2 die Ausflussgeschwindigkeit ab-, dagegen das spezifische Gewicht δ_2 der ausströmenden Luft zunimmt. Dieser Maximalwerth tritt ein, wenn in (12) der erste Differentialquotient des Ausdruckes in der Klammer gleich Null wird, wenn also

$$\frac{2}{\varkappa} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\varkappa}} - 1 - \frac{\varkappa + 1}{\varkappa} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\varkappa}} = 0,$$

$$2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1 - \varkappa}{\varkappa}} - (\varkappa + 1) = 0,$$

$$(13) \quad \ldots \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\varkappa + 1}{2} \right)^{\frac{\varkappa}{1 - \varkappa}} \text{ ist.}$$

Bezeichnet man den speziellen Werth, den nun die Spannung in der Ausflussmündung annimmt, mit p_m, so wird nach obiger Gleichung

$$(14) \quad \ldots \quad p_m = p_1 \left(\frac{2}{\varkappa + 1} \right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}}$$

oder wegen $\varkappa = 1{\cdot}41$

$$(15) \quad \ldots \quad p_m = 0{\cdot}5266\, p_1.$$

Setzt man den aus (13) folgenden Werth

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{\varkappa+1}{2}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}$$

und p_m statt p_2 in (9) ein, so wird, indem man die entsprechenden Werthe von c und δ_2 mit c_m und δ_m bezeichnet,

$$(16) \quad . \quad c_m = \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\,\frac{2g\,p_m}{\delta_m}\left(\frac{\varkappa+1}{2}-1\right)} = \sqrt{\varkappa\,\frac{g\,p_m}{\delta_m}},$$

und mithin nach (10) das Maximal-Ausflussgewicht

$$(17) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad L_m = \mu\, a\, c_m\, \delta_m = \mu\, a \sqrt{\varkappa\, g\, p_m\, \delta_m}.$$

Aus diesen Entwickelungen geht hervor, dass bei Abnahme von p_2 und gegebenen Werthen $p_1\ \delta_1$ die Ausflussgeschwindigkeit c continuirlich, das Ausflussgewicht L jedoch nur bis zu einer gewissen Grenze wächst, und zwar erreicht letzteres, wenn p_2 den Werth p_m besitzt, sein Maximum $\mathfrak{L}_m$, wobei die Ausflussgeschwindigkeit c_m ist. Bei weiterem Sinken von p_2 würde c grösser als c_m, $\mathfrak{L}$ dagegen kleiner als L_m.

Es lässt sich jedoch nachweisen*), dass der Ausdruck (16) für c_m zugleich die Schallgeschwindigkeit darstellt, und hiernach ist zu schliessen, dass c den Werth c_m nicht übersteigen könne**). Ist daher die äussere Spannung kleiner als p_m, so wird bei beliebigem Werthe derselben, bis Null herab, die Geschwindigkeit stets gleich c_m, daher nach (16), da δ_m blos von p_m abhängt, auch die Spannung in der Düsenmündung gleich p_m, also von der äusseren verschieden, endlich das Luftgewicht stets gleich dem Maximalwerthe L_m sein, wie es durch Zeuner's Versuche über den Ausfluss der Luft bestätigt erscheint. Die Luft expandirt dann erst ausserhalb der Düsenmündung von der Spannung p_m auf p_2.

Ist sonach $p_2 < p_m = 0{\cdot}5266\, p_1$, so wäre zur Berechnung des pr. Sekunde ausströmenden Luftgewichtes statt (11) die Formel (17) anzuwenden, nach welcher, da p_m nach (15) durch p_1, und δ_m durch δ_1, p_1 und p_m ausgedrückt werden kann, L_m sich als unabhängig von der äusseren Spannung darstellt.

Indessen kommt bei Hohofen- und anderen Gebläsen mit geringerer Spannung ein Sinken von p_2 unter den Werth p_m nicht vor, und selbst bei Bessemergebläsen dürfte dieser Fall kaum eintreten, daher stets die Formel (11) zur Bestimmung der Luftmengen anwendbar sein.

---

*) Vgl. Prof. Gustav Schmidt, Zeitschr. des Oest. Ing.- u. Architektenvereins, 1873, 13. Heft.

**) Hypothese von Holtzmann.

Erhöhung der Lufttemperatur durch die Verdichtung. Es sei t_s die Temperatnr der Luft im Saugraum, d. h. in dem Raume, aus welchem das Gebläse die Luft ansaugt, und t_1 die Temperatur in der Windleitung, so kann unter der jedenfalls nahe zutreffenden Voraussetzung, dass der Luft auf dem Wege durch das Gebläse keine Wärme von aussen zugeführt oder entzogen wird, t_1 berechnet werden, indem man die Gleichungen (1) und (2) auf den Zustand derselben vor und nach der Verdichtung anwendet. Bei Vorhandensein eines Lufterhitzungsapparates gilt der zu ermittelnde Werth von t_1 selbstverständlich nur für den zwischen diesem Apparat und dem Gebläse gelegenen Theil der Windleitung.

Sind δ_s das spezifische Gewicht und p_s die Spannung der angesaugten, also der atmosphärischen Luft, so gehen die Grössen t_s, δ_s und p_s durch den mechanischen Prozess der Verdichtung in t_1, δ_1 und p_1 über, und es ergibt sich aus (1)

$$\frac{\delta_1}{\delta_s} = \frac{p_1}{p_s}\,\frac{1+\alpha t_s}{1+\alpha t_1} \text{ und aus (2)}$$

$$\frac{p_s}{p_1} = \left(\frac{\delta_s}{\delta_1}\right)^{\varkappa} \text{ oder}$$

$$\frac{\delta_s}{\delta_1} = \left(\frac{p_s}{p_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = \left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}}.$$

Multiplicirt man diese Gleichung mit der aus (1) gefolgerten, so ergibt sich

$$1 = \left(\frac{p_s}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}} \frac{p_1}{p_s}\,\frac{1+\alpha t_s}{1+\alpha t_1}$$

$$1+\alpha t_1 = \left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} (1+\alpha t_s).$$

Es ist nun (vergl. S. 7)

$$p_1 = (b + h_1)\,\gamma,$$

wobei h_1 die der Spannung p_1 entsprechende Manometerhöhe, γ das spezifische Gewicht der manometrischen Flüssigkeit und b den mit derselben Flüssigkeit gemessenen Barometerstand bedeuten; ferner, da die Manometerhöhe, welche der atmosphärischen Spannung entspricht, gleich Null ist,

$$p_s = b\,\gamma, \text{ mithin}$$

$$\frac{p_1}{p_s} = \frac{b+h_1}{b} = 1 + \frac{h_1}{b},$$

und da $\varkappa = 1{\cdot}41$ ist,

(18) . . $$1+\alpha t_1 = \left(1+\frac{h_1}{b}\right)^{0{\cdot}291} (1+\alpha t_s) = n\,(1+\alpha t_s).$$

Da $\frac{1}{\alpha} = 273$ ist, folgt hieraus

$$t_1 = n_1 (273 + t_s) - 273.$$

Folgendes Schema enthält die Werthe des Factors

$$n = \left(1 + \frac{h_1}{b}\right)^{0{\cdot}291}$$

für verschiedene Werthe von $\frac{h_1}{b}$, sowie die resultirenden Werthe von t_1 für $t_s = 10^0$.

Für $\frac{h_1}{b}$ =	0·1	0·2	0·5	1·0	1·5	2·0	2·5
wird n =	1·028	1·054	1·125	1·223	1·306	1·377	1·440

und für $t_s = 10^0$ ergibt sich

t_1 =	18	25	45	74	96	116	134°

Bei starken Pressungen, wie sie bei Bessemergebläsen vorkommen, ist also die Temperaturerhöhung der Luft durch die Verdichtung eine ziemlich bedeutende.

Bestimmung der Windmenge.

Näherungswerth für das pr. Sekunde ausströmende Gewicht Luft. Für den Ausdruck (11) des pr. Sekunde aus der Düse strömenden Gewichtes Luft lässt sich ein für geringere Spannungen brauchbarer Näherungswerth finden, indem man die unter dem Wurzelzeichen stehende Exponentialgrösse in eine Reihe entwickelt. Es ist

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{p_1 - p_2}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 1 + \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\,\frac{p_1 - p_2}{p_2} + \ldots$$

Ist nun die Spannung p_1 in der Windleitung wenig grösser als die atmosphärische, so ist auch $p_1 - p_2$ gegen p_2 klein, da die Spannung ausser der Düse p_2 stets zwischen der atmosphärischen und p_1 liegt; man kann daher in diesem Falle die folgenden Glieder der Reihe, welche die höheren Potenzen des genannten Verhältnisses enthalten, vernachlässigen, und

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1 = \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\,\frac{p_1 - p_2}{p_2}$$

setzen. Führt man diesen Werth in (11) ein, so ergibt sich

$$L = \mu a \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\, 2 g p_2 \delta_2 \,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\,\frac{p_1 - p_2}{p_2}}.$$

$$L = \mu a \sqrt{2g \delta_2 (p_1 - p_2)}.$$

Nach (4) kann man nun das spezifische Gewicht δ_2 der ausströmenden Luft

$$\delta_2 = 1{\cdot}7016 \frac{b + h_2}{1 + \alpha t_2}$$

setzen. Ist aber p_2 von p_1 nicht stark verschieden, so wird auch die Temperatur t_2 nicht bedeutend von t_1 verschieden sein, es kann daher statt t_2 der in der Praxis leichter messbare Werth t_1 eingeführt und

$$\delta_2 = 1{\cdot}7016 \frac{b + h_2}{1 + \alpha t_1}$$

gesetzt werden; hiemit ergibt sich, wenn man den Näherungswerth von L mit L_n bezeichnet,

(19) . . $$L_n = \mu a \sqrt{2g.\ 1{\cdot}7016 \frac{b + h_2}{1 + \alpha t_1} (p_1 - p_2)},$$

welcher Werth unten bei Bestimmung der Windmengen zur Benützung kommt.

Correctur des Näherungswerthes. Um aus dem Näherungswerth L_n den genauen L zu finden, hat man

(20) . . . . $$L = \frac{L}{L_n} L_n = \lambda L_n, \text{ worin } \lambda = \frac{L}{L_n}.$$

Um den Werth des Correctionsfaktors λ zu finden, setze man in (11) den genauen Ausdruck für δ_2

$$\delta_2 = 1{\cdot}7016 \frac{b + h_2}{1 + \alpha t_2},$$

so ergibt sich

$$L = \mu a \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} 2g\, p_2 . 1{\cdot}7016 \frac{b + h_2}{1 + \alpha t_2} \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right]},$$

und dividirt man diese Gleichung durch (19), so wird

$$\lambda = \frac{L}{L_n} = \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_2}{p_1 - p_2} \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2} \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right]}.$$

Wegen (1) und (2) ist aber

$$\frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2} = \frac{\delta_2}{\delta_1} \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}},$$

daher folgt weiter

$$\lambda = \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_2}{p_1 - p_2} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right]}.$$

Die Spannungen können hierin durch die zugehörigen Barometer- und Manometerhöhen ausgedrückt werden, man kann nämlich

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{b + h_1}{b + h_2} = \frac{b + h_2 + h_1 - h_2}{b + h_2} = 1 + \frac{h_1 - h_2}{b + h_2} = 1 + x$$

setzen, worin

$$x = \frac{h_1 - h_2}{b + h_2} \text{ ist.}$$

Dadurch wird ferner

$$\frac{p_2}{p_1 - p_2} = \frac{1}{\frac{p_1}{p_2} - 1} = \frac{1}{x};$$

auch ist wegen $\varkappa = 1{\cdot}41$,

$$\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = 3{\cdot}44 \text{ und } \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} = 0{\cdot}291.$$

Führt man diese Werthe in den Ausdruck für λ ein, so erhält man

$$\lambda = \sqrt{\frac{3{\cdot}44}{x}(1 + x)^{0{\cdot}291}\left[(1 + x)^{0{\cdot}291} - 1\right]}.$$

Endlich soll noch für λ ein bequemer Näherungswerth gesucht werden. Setzt man zu dem Behufe $\lambda = 1 + mx$, so wird

$$m = \frac{\lambda - 1}{x}.$$

Bestimmt man nach der genauen Formel für die extremsten sowohl als für mehrere zwischenliegende Werthe von x, die entsprechenden von λ und setzt diese in den obigen Ausdruck für m, so ergibt sich m stets sehr wenig verschieden von $-0{\cdot}03$.

Man kann daher für alle praktischen Fälle hinlänglich genau $m = -0{\cdot}03$, $\lambda = 1 - 0{\cdot}03\,x$, daher

(20) . . $L = \lambda L_n$, worin $\lambda = 1 - 0{\cdot}03\,\frac{h_1 - h_2}{b + h_2}$ ist,

setzen. Diese Correctur modifizirt selbst bei den höchsten, bei Bessemergebläsen vorkommenden Pressungen den Werth von L_n nur um wenige Prozente.

Berechnung der Windmengen. Die in gegebener Zeit aus der Düse strömende Luftmenge kann dem Gewicht oder dem Volum nach angegeben werden. Ersteres erscheint rationeller, denn in 1 Kilogramm Luft ist, abgesehen von den geringen Unterschieden in der chemischen Zusammensetzung, stets dieselbe Anzahl Sauerstoff- und Stickstoff-Atome vorhanden, während in 1 Kubikmeter, je nach der verschiedenen Temperatur und

Spannung, mehr oder weniger kleinste Lufttheile enthalten sein können. Gibt man also das Volum an, so muss stets beigesetzt werden, bei welcher Spannung und Temperatur die Luft dieses Volum einnehme. Doch ist in der Praxis allgemein die Angabe der Luftvolume (Windmengen) eingebürgert, und es sollen nun die zur Berechnung dieser Volume geeigneten Ausdrücke entwickelt werden.

In Formel (19) hat man, wenn d den Düsendurchmesser bezeichnet,

$$a = 0{\cdot}7854\ d^2;$$

ferner kann der Ausflusscoëfficient für schwach conische Düsen $\mu = 0{\cdot}86$*), und wenn Quecksilber als manometrische Flüssigkeit angenommen wird, γ = dem Gewicht eines Kubikmeters Quecksilbers = 13600 Kil. gesetzt werden, daher sich

$$p_1 - p_2 = (b + h_1)\gamma - (b + h_2)\gamma = 13600\ (h_1 - h_2)$$

ergibt, endlich ist $2g = 19{\cdot}617^m$. Führt man diese Werthe in (19) ein, so ergibt sich nach Reduktion der Zahlen

$$(21) \quad \ldots \quad L_n = 455\ d^2 \sqrt{\frac{b + h_2}{1 + \alpha t_1}\ (h_1 - h_2)}\ \text{Kil.},$$

in welcher Formel b, h_1 und h_2 als Quecksilberhöhen einzusetzen sind.

Die Windmenge pr. Minute kann nun bestimmt werden, indem man das absolute Gewicht $60\ \lambda\ L_n$ durch das spezifische dividirt. Das Volum, welches die Gebläseluft im Momente des Ausströmens einnimmt, ergibt sich, ohne vorherige Berechnung von L_n, gleich $60\ \mu a c$. Dieses wirkliche Volum der ausströmenden Luft wird jedoch in der Regel nicht ermittelt, sondern man bestimmt

a) die auf 0^0 Temperatur und $0{\cdot}76^m$ Barometerstand reduzirte Windmenge M_o pr. Minute; d. h. das Volum, welches die in einer Minute ausströmende Luft einnehmen würde, wenn ihre Temperatur 0^0 und ihre Spannung ebenso gross wäre als der äussere Luftdruck bei $0{\cdot}76^m$ Quecksilber-Barometerstand.

Das spezifische Gewicht dieser Luft ist aber 1·2932, daher

$$M_o = \frac{60\ \lambda\ L_n}{1{\cdot}2932}$$

*) Weisbach hat durch Versuche mit genau geformter Ausflussöffnung unter Benützung der auf dem Poisson'schen Gesetze beruhenden Ausflussformel, $\mu = 0{\cdot}917$ gefunden. Schmidt glaubt mit Rücksicht auf die Verengung, welche die Düse durch Ansätze der Ofenbeschickung (Nasenbildung) erfährt, $\mu = 0{\cdot}86$ setzen zu sollen; der frühere angenommene Werth betrug 0·85.

und wenn man den Werth von L_n einführt

$$(22) \quad \ldots \quad M_o = 21110\,\lambda\,d^2\sqrt{\frac{b+h_2}{1+\alpha t_1}\,(h_1-h_2)}.$$

Diese Formel ist homogen, und es können die darin vorkommenden Dimensionen in jedem beliebigen Maasse eingesetzt werden. Die Höhen b, h_1 und h_2 sind jedoch Quecksilberhöhen.

Die Reducirung der Luftvolume auf einen bestimmten Zustand hat den Vortheil, dass sie einen richtigen Vergleich verschiedener Windmengen erleichtert, denn gleiche reduzirte Volume enthalten dasselbe Gewicht Luft, daher auch Sauerstoff, welcher letztere eben die Verbrennung bewirkt.

b) Das Volum, welches die pr. Minute ausgeblasene Luft in dem Raume eingenommen hat, aus welchem das Gebläse saugt; d. h. die auf die Temperatur t_s und Spannung p_s des Saugraumes reducirte Windmenge M_s.

Vergleicht man M_s mit der aus den Dimensionen und der Geschwindigkeit des Gebläses berechneten angesaugten Menge, der sogenannten theoretischen Luftmenge, welche stets grösser ist als M_s, so ergibt sich der Luftverlust des Gebläses, und lässt sich in dieser Richtung dessen Güte beurtheilen. Um M_s zu ermitteln, hat man

$$M_s = \frac{60\,\lambda\,L_n}{\delta_s}.$$

Zur Bestimmung von δ_s kann die Gleichung (4) benützt werden, worin $\delta = \delta_s$, $t = t_s$ und $h = 0$ zu setzen ist, da im Saugraume die Spannung die atmosphärische ist. Hiedurch folgt:

$$\delta_s = 1{\cdot}2932\,\frac{b}{\beta\,(1+\alpha t_s)}$$

und wegen (21)

$$(23) \quad . \quad M_s = 21140\,\frac{(1+\alpha t_s)\,\beta}{b}\,\lambda d^2\sqrt{\frac{b+h_2}{1+\alpha t_1}\,(h_1-h_2)}.$$

Diese Formel ist ebenfalls homogen, daher für jedes Maass gültig; die Grössen β, b, h_1 und h_2 sind Quecksilberhöhen. Es darf darin nur dann $t_s = t_1$ gesetzt werden, wenn die Luft keinen Winderhitzungsapparat passirt, der zwischen dem Gebläse und dem Beobachtungsorte für t_1 in die Windleitung eingeschaltet ist.

Tabellen für die Windmengen. Die Ermittlung von M_o und M_s wird durch Tabellen erleichtert. Um die Anlage solcher Tabellen zu vereinfachen, pflegt man die Formeln für die Windmengen durch Einführung einer mittleren Lufttemperatur und eines mittleren Barometer-

standes zu vereinfachen und danach die Tabelle zu berechnen; um die Windmengen richtig zu erhalten, müssen daher die Tabellenwerthe corrigirt werden.

Setzt man z. B. in der Formel (23)

$$t_e = t_1 = 10^0$$
$$b = \beta,\ \lambda = 1$$

vernachlässigt ferner h_2 gegen b, und bezeichnet den Werth, den hiedurch M_s erhält, mit M, so ergibt sich

(24) . . . . . $M = 21490\ d^2 \sqrt{\beta\,(h_1 - h_2)}$.

Diese Formel wird für jenes Maass brauchbar, in welchem man β ausdrückt. Für Metermaass z. B. wird $\beta = 0{\cdot}76^m$ Quecksilber, daher

$$M = 18740\ d^2 \sqrt{(h_1 - h_2)}.$$

Führt man für h_1 und h_2 Wasser- statt Quecksilberhöhen ein, so müssen diese Höhen, da das Quecksilber 13·6mal schwerer als Wasser ist, mit 13·6 dividirt werden. Man erhält dadurch

(25) . $M = 18740\ d^2 \sqrt{\frac{h_1 - h_2}{13{\cdot}6}} = 5081\ d^2 \sqrt{h_1 - h_2}$*),

worin $h_1 - h_2$ in Metern Wasser einzusetzen ist. In einer der beiden letzten Formen eignet sich die Gleichung für die Windmenge zur Anlage einer compendiösen Tabelle, weil im Werthe von M nur zwei veränderliche Grössen d und $h_1 - h_2$ vorkommen.

Die am Schluss dieses Werkes folgenden Tabellen für gewöhnliche Gebläse entsprechen der Formel (24). In den Köpfen der Vertikalcolonnen sind die vorkommenden Düsendurchmesser in Millimetern zu Anfang der horizontalen Colonnen die Werthe von $h_1 - h_2$ in Millimetern Quecksilber eingesetzt. An den Kreuzungspunkten der horizontalen und vertikalen Colonnen findet man die dem betreffenden Düsendurchmesser und Manometerstand entsprechende Windmenge M in Kubikmetern.

Jede Seite der Tabellen enthält sämmtliche Pressungen, doch nur einen Theil der Düsendurchmesser, welche von der ersten bis zur letzten Seite zunehmen. Die Zunahme der Werthe von d und von $h_1 - h_2$ ist so gewählt, dass je zwei ober- oder nebeneinander stehende Werthe von

---

*) Diese Formel stimmt überein mit der in Rittinger's Theorie der Ventilatoren auf S. 64 gegebenen, und es ist dort nach derselben eine Tabelle berechnet. Nur erscheint in der Formel für die Windmenge M der Coëfficient 5004 statt 5081, hauptsächlich, weil der Ausfluss-Coëfficient $\mu = 0{\cdot}85$ statt 0·86 gesetzt ist.

M um nicht mehr als 5 bis 7 Procente differiren. Die letzte Vertikalcolonne jeder Seite ist auf der folgenden Seite wiederholt, um eine leichte, schätzungsweise auszuführende Interpolation zwischen je zwei beliebigen Werthen von M zu gestatten.

Correctur der Windmengen. Die Tabellenwerthe M sind nun ideale, den genauen Formeln nicht entsprechende. Um die letzteren, d. h. die Werthe M_o und M_s zu erhalten, hat man

$$M_o = \frac{M_o}{M} M, \; M_s = \frac{M_s}{M} M.$$

Nach (22), (23) und (24) ist aber

$$\frac{M_o}{M} = \frac{21110}{21490} \lambda \sqrt{\frac{b + h_2}{\beta (1 + \alpha t_1)}} = f\lambda$$

$$\frac{M_s}{M} = \frac{21110}{21490} \frac{(1 + \alpha t_s)\beta}{b} \lambda \sqrt{\frac{b + h_2}{\beta (1 + \alpha t_1)}} = f f_1 \lambda,$$

wobei f und f_1 die Werthe

$$(26) \quad \ldots \quad f = 0{\cdot}9823 \sqrt{\frac{b + h_2}{\beta (1 + \alpha t_1)}}, \; f_1 = (1 + \alpha t_s) \frac{\beta}{b}$$

besitzen, λ aber durch (20) gegeben ist. Man hat daher

$$(27) \quad \ldots \quad M_o = f\lambda M, \; M_s = f f_1 \lambda M = f_1 M_o.$$

Den Windmengen-Tabellen, welche die Werthe von M ergeben, sind nun auch die Tabellen für die Correctionsfaktoren f, f_1 und λ angeschlossen, und zwar

1) eine Tabelle, welche f für verschiedene Werthe von $b + h_2$ und t_1,

2) eine solche, welche f_1 für gegebene t_s und b,

3) endlich eine, welche λ für gegebene $h_1 - h_2$ und $b + h_2$ finden lässt.

Hiermit reduzirt sich die Bestimmung der Windmengen einfach auf die Ermittlung von f, f_1, λ und M aus den Tabellen; durch Multiplikation von M mit λ und f ergibt sich nach (27) M_o, und multiplizirt man diesen Werth noch mit f_1, so erhält man M_s.

Nur bei hohen Pressungen wird λ merklich von 1 verschieden. Die Correctur mit f dagegen modifizirt besonders dann den Tabellenwerth, wenn die Gebläseluft durch einen Winderhitzungsapparat strömt, weil dann ihre Temperatur beträchtlich höher ist als die den Tabellenwerthen für M zu Grunde gelegte von 10^0 C.

Soll eine Berechnung der Windmenge nach den Formeln stattfinden, so sind dazu die Ausdrücke (20) für λ, (24), (26) und (27) zu gebrauchen,

welche sämmtlich homogen, daher für beliebiges Maass brauchbare sind; in (24) müssen die Höhen als Quecksilberhöhen eingesetzt werden.

Windmenge bei Bessemergebläsen. Bei Bessemergebläsen strömt die Luft in den hohlen Boden der Retorte und von dort durch Kanäle von rundem Querschnitt in die flüssige Eisenmasse. Man hat es daher hier mit dem Ausfluss durch ein cylindrisches Ansatzrohr zu thun, über welchen Gegenstand neuerer Zeit theoretische Forschungen angestellt wurden.*) Da eine grössere Genauigkeit bei Bestimmung der Windmenge der Bessemergebläse ohnedies nicht erreicht werden kann, genügt es für praktische Zwecke, den Ausflusscoëfficienten μ entsprechend zu ändern. Wegen der stärkeren Contraktion ist die Ausflussmenge geringer als bei konischen Düsen, und zwar kann etwa

$$\mu = 0{\cdot}78$$

statt wie früher gleich 0·86 genommen werden.

Dadurch ändern sich in den Formeln für die Luftgewichte und Windmengen nur die Zahlencoëfficienten, und zwar sind dieselben mit

$$\frac{0{\cdot}78}{0{\cdot}86} = 0{\cdot}907$$

zu multipliziren; insbesondere ist in den Ausdrücken (22) und (23) für M_0 und M_s die Zahl 19150 statt 21110 zu setzen; daher ändert sich auch die zur Berechnung der Tabellen benützte Formel (24) in

$$M = 19490\, d^2 \sqrt{\beta\,(h_1 - h_2)}.$$

Den früher erwähnten bei gewöhnlichen Gebläsen anzuwendenden Tabellen für M schliesst sich eine nach obiger Formel berechnete Tabelle der Windmengen für Bessemergebläse an, bei welchen grössere Pressungen und kleinere Düsendurchmesser vorkommen als bei den sonstigen Gebläsen. Einrichtung und Gebrauch dieser Tabellen, sowie die mit Hilfe derselben auszuführende Berechnung von M_0 und M_s sind dieselben wie früher.

Die Windleitung.

Spannungsabnahme in der Windleitung. Die Spannung, mithin auch die Manometerhöhe der Luft nimmt in der Windleitung vom Gebläse bis zu den Düsen ab. Eine Hauptursache dieses Verlustes ist die Reibung an den Röhrenwänden; zur Ueberwindung des Widerstandes,

*) Zeuner, Civilingenieur 1871, 17. Bd., S. 71; Prof. Gustav Schmidt ebendas., S. 375, und Zeitschr. des Oesterr. Ing. u. Architekten-Ver. 1873, 13. Heft; s. auch Grashof's theoretische Maschinenlehre.

welchen die Reibung der Luftbewegung entgegensetzt, ist nothwendig, dass der Druck auf jede Luftschicht von der Seite her, wo das Gebläse sich befindet, grösser sei als von der anderen, dass mithin die Spannung von der Düse gegen das Gebläse hin zunehme. Ist also h_1 die Manometerhöhe in der Nähe der Düse, so ist sie in der Entfernung l, in der Nähe des Gebläses gleich $h_1 + h_r$. Erfahrungsgemäss ist die Zunahme h_r der Länge l der Röhre und dem Quadrate der Luftgeschwindigkeit U direct, dem Durchmesser D verkehrt proportional, von der Pressung in der Windleitung aber unabhängig, daher man

$$h_r = Const. \frac{l}{D} U^2$$

setzen kann. Der Werth der Constante kann für Metermaass, und wenn h_r als Quecksilberhöhe verstanden wird, gleich 0·000000117 gesetzt werden*); daher ist

$$h_r = 0{\cdot}0^6 117 \frac{l}{D} U^2 \text{ Meter Quecksilber.}$$

Die Manometerhöhe h' in der Nähe des Gebläses beträgt mithin

$$(28) \quad \ldots \quad h' = h_1 + h_r = h_1 + 0{\cdot}0^6 117 \frac{l}{D} U^2.$$

Für neu zu erbauende Gebläse wird nun U angenommen; da die Widerstandshöhe h_r mit U wächst, so ist es vortheilhaft, für neu zu erbauende Gebläse U klein anzunehmen. Will man h' bei einem bestehenden Gebläse ermitteln, so muss U bekannt sein. Es ist aber, wenn D den Durchmesser der Windleitung, M_1 das wirkliche Volum der pr. Minute durchströmenden Luft bedeutet,

$$M_1 = 60 \frac{D^2 \pi}{4} U$$

$$U = \frac{4}{60 \pi} \frac{M_1}{D^2} = 0{\cdot}0212 \frac{M_1}{D^2}.$$

Das wirklich durch die Windleitung strömende Luftvolum ist jedoch nicht gegeben, sondern entweder M_o oder M_r, und es muss daher M_1 durch eine der beiden letzten Grössen, z. B. durch M_o ausgedückt werden.

*) In neuerer Zeit hat man gefunden, dass diese Zahl sich mit U sowohl als mit D ändere; so lange indessen keine genaueren Beobachtungen hierüber existiren, kann man für die bei Windleitungen vorkommenden Durchmesser den obigen Werth beibehalten.

Hierzu hat man

$$\frac{M_1}{M_o} = \frac{\delta_o}{\delta_1}, \; M_1 = M_o \frac{\delta_o}{\delta_1}, \text{ folglich}$$

$$U = 0{\cdot}0212 \frac{\delta_o}{\delta_1} \frac{M_o}{D^2}.$$

Nun ist

$$\delta_o = 1{\cdot}2932 \text{ Kil. und nach (4)}$$

$$\delta_1 = 1{\cdot}2932 \frac{b + h_1}{\beta(1 + \alpha t_1)},$$

daher wird

$$(29) \quad \ldots\ldots \quad U = 0{\cdot}0212 \frac{\beta(1 + \alpha t_1)}{b + h_1} \frac{M_o}{D^2}.$$

In dieser Formel ist M_o die Summe der von allen Düsen gelieferten Luftmengen. Es darf darin bei den gewöhnlichen Pressungen noch $b + h_1 = \beta$, und wenn die Gebläseluft nicht erhitzt ist, $t_1 = 0$ gesetzt werden. Diese Vernachlässigungen sind erlaubt, weil der Werth von h' ohnedies nicht genau berechnet werden kann. Ausser h_r ist nämlich noch ein fernerer Zuwachs an Manometerhöhe nothwendig, um die durch Krümmungen und Querschnittsänderungen hervorgebrachten Widerstände zu überwinden.

Durchmesser der Windleitung. Der Windleitungsdurchmesser für ein zu erbauendes Gebläse kann aus Formel (29) bestimmt werden; man erhält

$$(30) \quad \ldots\ldots \quad D = \sqrt{0{\cdot}0212 \frac{\beta(1 + \alpha t_1)}{b + h_1} \frac{M_o}{U}}.$$

Diese Formel gilt im Allgemeinen für hohe Pressungen; U wird gewählt, und soll dieser gewählte Werth beim wirklichen Betrieb nicht überschritten werden, so ist bei Berechnung von D der grösste vorkommende Werth von t_1 und der kleinste von b einzuführen. Bei Gebläsen mit erhitzter Luft hat man daher für t_1 die grösste durch den Erhitzungsapparat zu erzielende Temperatur zu setzen, bei kalter Luft aber $1 + \alpha t_1$ nach (18) zu berechnen und dabei für t_r die muthmassliche höchste Temperatur im Gebläsehause anzunehmen.

Bei kleinen Pressungen, etwa wenn h_1 kleiner als $0{\cdot}1^m$ Quecksilber ist, kann $b + h_1 = \beta$, daher

$$(31) \quad \ldots\ldots \quad D = \sqrt{0{\cdot}0212 (1 + \alpha t_1) \frac{M_o}{U}},$$

und wenn überdies die Gebläseluft nicht erhitzt wird, $t_1 = 0$, daher

$$(32) \quad \ldots\ldots \quad D = \sqrt{0{\cdot}0212 \frac{M_o}{U}}$$

gesetzt werden. Die Folge davon ist eben nur, dass sich die Luft in der so berechneten Windleitung mit einer etwas anderen als der gewählten Geschwindigkeit U bewegt.

Was diese Wahl von U betrifft, so wird für einen grossen Werth von U der Reibungswiderstand beträchtlich, für einen kleinen werden die Röhren weiter und die Windleitung kostspieliger. Durch diese Rücksichten ist die Wahl innerhalb gewisser Grenzen eingeschränkt; man kann $U = 10$ bis 15 Meter setzen.

Düsendurchmesser. Beim Entwurf eines Gebläses hat man ferner die Aufgabe, den Durchmesser d zu berechnen, welchen die Düse erhalten muss, damit aus derselben eine gewisse Windmenge M_o pr. Minute ausströme. Hierzu kann die Formel (22) benützt werden, es müssen also nebst den übrigen Grössen insbesondere die reduzirte Windmenge M_o und die Differenz $h_1 - h_2$ der Manometerhöhen gegeben sein. Da λ stets wenig kleiner als 1 ist, kann man $\lambda = 1$ setzen und erhält nun aus (22)

$$(33) \quad \ldots \quad d = \sqrt{\frac{M_o}{21110}} \sqrt{\frac{1 + \alpha t_1}{(b + h_2)(h_1 - h_2)}},$$

worin für M_o die von einer Düse zu liefernde Windmenge einzusetzen ist.

Die Ermittelung von d kann durch Benützung der Windtabelle erleichtert werden; man sucht die gegebene Windmenge in jener Horizontalcolonne auf, welche dem gegebenen Werthe von $h_1 - h_2$ entspricht; die Vertikalcolonne, in welcher der gefundene Werth steht, enthält an ihrem Kopfe den gesuchten Düsendurchmesser. Dabei darf man nicht mit gegebenen Werthen M_o in die Tabelle eingehen, denn in derselben stehen nicht diese, sondern die Werthe M. Es muss also zuerst der M_o entsprechende Werth von M ermittelt werden; und zwar erhält man aus (27), indem man $\lambda = 1$ setzt,

$$(34) \quad \ldots \quad M = \frac{M_o}{f}.$$

Die Ermittelung des Düsendurchmessers kommt indessen nur beim Entwurfe eines Gebläses vor und wird daher zur Benützung der Tabelle weniger Anlass geben, als die sich häufig wiederholende Bestimmung der Windmenge, welche ein bestehendes Gebläse liefert.

Soll stets die reduzirte Windmenge M_o geliefert werden, ohne die Pressung h_1 zu steigern, d. h. soll in (33) M_o und h_1 constant bleiben, so muss d um so grösser genommen werden, je grösser t_1 und je kleiner b ist. Damit also der Düsendurchmesser d in allen Fällen ausreiche, muss bei Ermittelung desselben nach (33) für t_1 der grösste, für b der kleinste vorkommende Werth genommen werden. Aendern sich dann beim wirklichen Betrieb diese Werthe, so hat dies nur die Folge, dass bei

gleichbleibender Pressung h_1 die reducirte Windmenge M_v wächst, oder dass bei ungeändertem Gange des Gebläses, also ungeänderter Windmenge M_v, die Pressungshöhe kleiner wird als h_1 (vergl. „Betrieb der Gebläse").

Gebläse-Effekt.

Der reine Effekt eines Gebläses ist die Arbeit, welche mit Ausschluss der Nebenhindernisse erfordert wird, um das pr. Sekunde durch die Windleitung strömende Luftgewicht zu verdichten und in die Windleitung zu schieben. Es ist klar, dass diese Arbeit nur von der Grösse des obigen Gewichtes, von dem Zustande der Luft vor und nach der Verdichtung und Verschiebung abhängig, und dass es gleichgültig sei, auf welche Weise die letzteren Prozesse ausgeführt werden, auf welche Art also das Gebläse construirt ist. Wenn daher im folgenden angenommen wird, die Luft werde in einem geschlossenen, nicht wärmeleitenden Behälter comprimirt und dann durch ein Druckventil in die Windleitung geschoben, so gilt das erhaltene Resultat ebenso gut für alle anderen Arten von Gebläsen, vorausgesetzt, dass der Luft auf ihrem Wege durch diese Apparate keine Wärme mitgetheilt oder entzogen werde, eine Voraussetzung, welche, wie gleich hier bemerkt werden soll, auch in Wirklichkeit stets nahe zutreffen dürfte.

Ableitung der Formel für den Gebläseeffekt. Es sei Fig. 14 *A* ein wärmedichtes Gefäss, in welchem durch den Kolben *KK* ein Luftvolum m_s abgeschlossen ist, dessen Spannung gleich der atmosphärischen p_s sei; der Behälter stehe durch ein sich nach aussen öffnendes Ventil *d* mit der Windleitung *w* in Verbindung, in welcher die Spannung p_1 herrsche. Der Kolben bewege sich in der Richtung des Pfeiles, so wird die Luft zuerst verdichtet, bis sie bei einer Kolbenstellung K_1 das Volum m_1 einnimmt und die Spannung p_1 erreicht, wobei das Ventil *d* sich öffnet, so dass bei weiterer Kolbenbewegung die Luft, deren Spannung nun constant gleich p_1 bleibt, in die Windleitung geschoben wird. Abgesehen von allen Nebenhindernissen besteht die zu diesem Prozesse erforderliche Arbeit E aus einem Theil E_1, welcher zur Verdichtung der Luft, und einem zweiten E_2, der zur Verschiebung in die Windleitung nothwendig ist; dagegen wirkt der äussere Luftdruck auf die Bewegung des Kolbens während seines ganzen Laufes förderlich und produzirt dabei die Arbeit E_3; es ist daher

(35) . . . . . $E = E_1 + E_2 - E_3$,

d. h. die Gebläsearbeit ist gleich der Verdichtungs- mehr Verschiebungsarbeit weniger der Arbeit des äusseren Luftdruckes.

Um zuerst die Verdichtungsarbeit zu ermitteln, besitze bei einer beliebigen Kolbenstellung N, deren Entfernung NQ vom Ende des Kolbenweges gleich s sei, die Luft die Spannung p und das Volum m; die Kolbenfläche sei O. Da während eines unendlich kleinen Wegstückes $Nn = ds$ die Spannung p als constant betrachtet werden darf, ist das Element der Verdichtungsarbeit

$$dE_1 = -Opds,$$

wobei das Minuszeichen gesetzt ist, weil E wächst, wenn s abnimmt. Das Volum Os ist aber gleich m, daher $Ods = dm$ und

$$dE_1 = -pdm.$$

Nach dem Poisson'schen Gesetze ist nun

$$\frac{p}{p_s} = \left(\frac{m_s}{m}\right)^{\varkappa}, \quad p = p_s\left(\frac{m}{m_s}\right)^{-\varkappa};$$

ferner hat man

$$dm = m_s d\left(\frac{m}{m_s}\right),$$

mithin wird

$$dE_1 = -p_s m_s \left(\frac{m}{m_s}\right)^{-\varkappa} d\left(\frac{m}{m_s}\right)$$

$$E_1 = -\frac{p_s m_s}{1-\varkappa}\left(\frac{m}{m_s}\right)^{1-\varkappa} + C = \frac{p_s m_s}{\varkappa - 1}\left(\frac{m_s}{m}\right)^{\varkappa - 1} + C$$

Für $m = m_s$ ist aber $E_1 = 0$, daher

$$0 = \frac{p_s m_s}{\varkappa - 1} + C,$$

und zieht man diese Gleichung von der vorigen ab, so wird

$$E_1 = \frac{p_s m_s}{\varkappa - 1}\left[\left(\frac{m_s}{m}\right)^{\varkappa - 1} - 1\right].$$

Setzt man hierin das schliessliche Volum m_1 der verdichteten Luft, so gilt obiger Ausdruck für die ganze Verdichtungsarbeit; es ist aber

$$\frac{m_s}{m_1} = \left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{1}{\varkappa}},$$

daher wird die genannte Arbeit

$$(36) \quad \ldots\ldots \quad E_1 = \frac{p_s m_s}{\varkappa - 1}\left[\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right].$$

Bei der Verschiebung der Luft hat der Kolben Fig. 14 auf dem Wege $K_1 Q = s_1$ die Spannung p_1 zu überwinden, es ist daher die Verschiebungsarbeit

$$E_2 = Op_1 s_1 = m_1 p_1,$$

da das Volumen der verdichteten Luft $Os_1 = m_1$ gesetzt wurde. Durch Anwendung des Poisson'schen Gesetzes ergibt sich weiter

$$E_1 = m_s p_s \frac{m_1}{m_s} \frac{p_1}{p_s} = m_s p_s \left(\frac{p_s}{p_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} \frac{p_1}{p_s}$$

$$(37) \quad \ldots\ldots\ldots \quad E_2 = m_s p_s \left(\frac{p_r}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}$$

Der atmosphärische Druck endlich wirkt auf dem ganzen Weg $KO = s_s$ Fig. 14 mit der Intensität p_s per Flächeneinheit auf den Kolben, mithin ist die Arbeit der äusseren Luftdruckes

$$(38) \quad \ldots\ldots\ldots \quad E_3 = Op_s s_s = m_s p_s.$$

Aus (37) und (38) folgt

$$E_2 - E_3 = m_s p_s \left[\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right],$$

und führt man nun diesen und den Werth (36) in (35) ein, so ergibt sich

$$E = m_s p_s \left[\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right]\left(\frac{1}{\varkappa-1} + 1\right),$$

mithin wird die reine Arbeit, die zur Verdichtung und Fortschiebung des Volums m_s nothwendig ist,

$$(39) \quad \ldots\ldots \quad E = \frac{\varkappa m_s p_s}{\varkappa - 1}\left[\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right].$$

Man sieht, dass diese Arbeit dem Luftvolum m_s direkt proportional ist. Versteht man also unter m_s das Volum, welches pr. Sekunde zur Verdichtung und Fortschiebung gelangt, so ist auch E die entsprechende reine Arbeit pr. Sekunde, d. i. der Gebläse-Effekt*).

Näherungswerth und Correctur desselben. Es soll nun ein Näherungswerth für E gesucht, oder der Werth von E in zwei Faktoren zerlegt werden, deren einer bei geringem Unterschiede zwischen p_1 und p_s gleich 1 gesetzt werden kann. Man hat

$$\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{p_1 - p_s}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 1 + \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\frac{p_1 - p_s}{p_s} + \ldots$$

Ist $p_1 - p_s$ gegen p_s klein, so können die folgenden Glieder dieser Reihe vernachlässigt werden, und es ergibt sich aus (39) der Näherungswerth**):

---

*) Die Formel (39) für den Gebläseeffekt wurde in der I. Auflage auf einem neuen Wege, unter Benützung des Ausdruckes für die lebendige Kraft der von der Düse ausströmenden Luft entwickelt. Die obige Ableitung erleichtert jedoch das Verständniss mehrerer bei Cylindergebläsen vorkommmenden Betrachtungen.

**) Dieser Werth lässt sich auch auf folgende Art ableiten: Bei geringem Unterschiede zwischen p_1 und p_s nimmt die Periode, während welcher die Verdich-

$$(40) \quad . \quad . \quad E_n = \frac{\varkappa m_s p_s}{\varkappa - 1} \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{p_1 - p_s}{p_s} = m_s (p_1 - p_s).$$

Die Gleichung (39) lässt sich aber auch schreiben

$$E = m_s (p_1 - p_s) \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_s}{p_1 - p_s} \left[\left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]$$

$$(41) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad E = \psi E_n,$$

worin E_n den durch (40) gegebenen Werth besitzt und

$$(42) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \psi = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_s}{p_1 - p_s} \left[\left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]$$

ist. Der Faktor ψ hängt nur von dem Verhältnisse zwischen p_1 und p_s ab und muss bei geringem Werthe dieses Verhältnisses nahe gleich 1 werden, weil eben in diesem Falle E_n nahe gleich E ist.

Berechnung des reinen Effektes und der Rohkraft. Um diese Berechnung auszuführen, sollen statt der Spannungen noch die Manometerhöhen eingeführt werden. Der atmosphärischen Spannung entspricht die Manometerhöhe Null, man hat daher, unter b wie früher den Barometerstand und unter γ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit verstanden, mit welcher die Barometer- und Manometerhöhen gemessen werden,

$$p_1 = (b + h_1)\gamma; \; p_s = b\gamma; \; p_1 - p_s = h_1 \gamma.$$

Führt man diese Werthe, sowie $\varkappa = 1{\cdot}41$ in (40) bis (42) ein, so ergibt sich

$$(43) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \begin{cases} E = \psi E_n; \; E_n = m_s h_1 \gamma \\ \psi = 3{\cdot}44 \frac{b}{h_1} \left[\left(1 + \frac{h_1}{b} \right)^{0{\cdot}291} - 1 \right]. \end{cases}$$

Hierin ist unter m_s die auf Spannung und Temperatur des Saugraumes reduzirte Windmenge zu verstehen, welche von allen Düsen zusammen geliefert wird.

Am Schlusse der Tabellen für die Windmengen ist eine Tabelle beigefügt, welche die Werthe des Coëfficienten ψ für verschiedene Werthe des Verhältnisses $\frac{h_1}{b}$ angibt*).

Will man mittelst der Formeln (43) den Effekt des Gebläses allein erheben, so muss für h_1 die Manometerhöhe eingesetzt werden, welche

---

tung stattfindet, nur einen kleinen Theil des Kolbenlaufes in Anspruch, man kann daher annehmen, dass auf dem ganzen Kolbenlaufe s_s die Spannung p_1 hindernd, die atmosphärische p_s förderlich wirke, und erhält mithin

$$E = O (p_1 - p_s) s_s = m_s (p_1 - p_s).$$

*) Prof. Gustav Schmidt leitet für den Faktor ψ die folgenden Näherungswerthe ab:

die Luft möglichst nahe am Gebläse, am Anfang der Windleitung zeigt, und überdies muss wegen der Luftverluste in der Windleitung der Werth m_s, welcher mittelst der nahe den Düsen beobachteten Manometerhöhe bestimmt wurde, schätzungsweise um einige Prozente vergrössert werden. Setzt man für h_1 die nächst den Düsen abgenommene Manometerhöhe und lässt m_s ungeändert, so erhält man den reinen Effekt des Gebläses sammt Windleitung, welcher natürlich kleiner ist als der des Gebläses allein.

Handelt es sich dagegen um Bestimmung von E für ein neu zu erbauendes Gebläse, wobei die Pressungshöhe, welche die Luft in der Windleitung nächst den Düsen besitzen soll, gegeben ist, so erscheint die erwähnte Erhöhung von m_s und h_1 nicht geboten, da man die Windmenge und Pressung, damit das Gebläse in allen Fällen entspreche, ohnedies reichlich bemessen wird, auch die Angaben über den Wirkungsgrad (s. unten) sich häufig auf das Gebläse sammt Windleitung beziehen. Zur Bestimmung der Zunahme an Druckhöhe von den Düsen bis zur Windleitung könnte allerdings Gleichung (28) benützt werden, welche jedoch nur die Reibung, nicht die sonstigen Nebenhindernisse berücksichtigt.

Für ein zu erbauendes Gebläse wird ferner nicht m_s, sondern die auf 0^0 und $0{\cdot}76^m$ Barometerstand reduzirte Menge m_o pr. Sekunde gegeben sein. Man hat nun nach (27) $m_s = f_1 m_o$, daher nach (43)

$$E = \psi E_s = \psi f_1 m_o h_1 \gamma;$$

setzt man hierin den Werth (26) von f_1 und aus (43) den Werth von ψ, so folgt nach entsprechender Reduktion

$$E = 3{\cdot}44\,\beta\, m_o \gamma\, (1 + \alpha t_s \left[\left(1 + \frac{h_1}{b}\right)^{0{\cdot}291} - 1\right].$$

Man sieht hieraus, dass E grösser wird, wenn t_s wächst und wenn b abnimmt. Soll also das Gebläse für alle Fälle genügen, so muss für t_s die höchste voraussichtliche Temperatur im Gebläsehause, und für b der kleinste Barometerstand des Ortes, wo sich dasselbe befindet, gesetzt werden.

Die zum Betrieb erforderliche Rohkraft endlich ist

(44) . . . . . $\mathfrak{E} = \frac{E}{\varepsilon}$

worin ε den Wirkungsgrad bedeutet.

$$\psi = 0{\cdot}986 - 0{\cdot}275 \frac{h_1}{b} \text{ für } \frac{h_1}{b} < 0{\cdot}5$$

$$\psi = 0{\cdot}932 - 0{\cdot}160 \frac{h_1}{b} \text{ für } \frac{h_1}{b} = 0{\cdot}6 \text{ bis } 1{\cdot}4.$$

Der letztere Werth reicht indessen für die gegenwärtigen Bessemergebläse, bei welchen $\frac{h_1}{b}$ bis auf den Werth 3 steigt, nicht mehr aus.

Betrieb der Gebläse.

Ist bei einem im Gange befindlichen Gebläse der Beharrungszustand eingetreten, so haben Windmenge, Spannung, Temperatur und Gebläseeffekt bestimmte Werthe; es soll nun untersucht werden, welchen Einfluss eine Aenderung einzelner von diesen Grössen auf die anderen hervorbringt. Die Behandlung dieses Gegenstandes ist nicht nur instructiv, sondern auch von praktischem Interesse. Es lassen sich dazu die Gleichungen (23) für M_s und (43) für E_u, und zwar in vereinfachter Form benützen, da es sich nur um Näherungsrechnungen handelt. In dem Ausdruck (43) für E_u sollen die Zeiger weggelassen, in (23) $t_s = o$, $b = \beta$, $\lambda = 1$, $h_2 = o$ und $t_1 = o$ gesetzt, ebenfalls die Zeiger weggelassen und überdies die Gleichung (23) durch 60 dividirt werden, so erhält man

$$E = m h \gamma, \; m = C d^2 \sqrt{h},$$

worin nun E den Gebläseeffekt, m die Windmenge pr. Sekunde, h die der Spannung der Luft in der Windleitung entsprechende Manometerhöhe, welche, wie es in der Praxis häufig üblich ist, auch einfach Spannung oder Pressung genannt werden kann, γ das spezifische Gewicht der manometrischen Flüssigkeit und C eine Constante bedeuten. Nur wo der Vergleich zwischen dem Betriebe mit kalter und erhitzter Luft stattfindet, ist

$$m = C_1 d^2 \sqrt{\frac{h}{1 + \alpha t}}$$

zu setzen, wenn man unter C_1 eine andere Constante und unter t die Windtemperatur versteht.

Aenderung der Windmenge. Es frägt sich, wie die Spannung in der Windleitung und der Effekt des Gebläses sich verhalten, wenn dieses eine geänderte Windmenge liefert?

Seien h die Manometerhöhe, E der Effekt, m die Windmenge vor, h_1 E_1 und $m_1 = nm$ die Werthe dieser Grössen nach der Aenderung, so ist

$$m = C d^2 \sqrt{h}, \; m_1 = C d^2 \sqrt{h_1}.$$

Soll m in m_1 übergehen, so muss, wenn der Düsendurchmesser der gleiche bleibt, h sich ändern; es wird also h_1 verschieden von h sein. Setzt man nm statt m_1 und dividirt die obigen Gleichungen, so wird

$$\frac{m_1}{m} = n = \sqrt{\frac{h_1}{h}}, \; h_1 = n^2 h.$$

Die Spannung ändert sich also im geraden quadratischen Verhältnisse der Windmenge, wie übrigens schon die Formel für letztere zeigt. Soll daher z. B. die doppelte Windmenge aus der Düse treten, ist also $n = 2$, so muss die Pressung viermal so gross sein, und für die halbe Windmenge wird die Pressung $^1/_4$ der früheren. Es ist daher nicht möglich, bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen Windmenge oder Spannung allein zu ändern.

Der Gebläseeffekt ist vor der Aenderung

$$E = m h \gamma,$$

nach derselben

$$E_1 = m_1 h_1 \gamma = n m . n^2 h \gamma = n^3 m h \gamma = n^3 E,$$

er ändert sich mithin im geraden kubischen Verhältnisse der Windmenge. Um bei einem bestehenden Gebläse die doppelte Windmenge zu erhalten, muss man also die Arbeit des Gebläses, folglich auch die der Kraftmaschine, auf das Achtfache steigern, erhält aber zugleich die vierfache Windpressung.

Die Steigerung des Betriebseffektes wird dadurch erreicht, dass man z. B. bei Dampfgebläsen den Admissionsschieber, bei Wasserradgebläsen die Schütze so weit öffnet, dass die achtfache Dampf- oder Wassermenge ausströmt *). Da nun die Windmenge die doppelte ist, so ist es auch die Geschwindigkeit, und der Druck der vierfache. Das Gebläse geht also doppelt so schnell, die Spannungen in allen bewegten Theilen und der Druck des Motors gegen den Receptor sind die vierfachen; daher der Dampfüberdruck im Cylinder, oder die Füllung der Wasserradzellen viermal so gross als früher. Eine andere Vertheilung der Grösse des Betriebseffektes in seine Faktoren: Druck und Geschwindigkeit kann nicht erfolgen, weil auch Spannung und Menge der Gebläseluft sich nur in dem angedeuteten Verhältnisse ändern. Will man umgekehrt die Windmenge herabsetzen, z. B. auf die Hälfte, so muss die Betriebskraft auf $^1/_8$ vermindert werden, und die Pressung sinkt dabei auf $^1/_4$. Selbstverständlich sind alle diese Schlüsse nur annähernd, namentlich ohne Rücksicht auf die Nebenhindernisse beim Gebläsebetrieb gültig. Kleinere Aenderungen in den Windmengen, welche einzelne Düsen ausblasen sollen, geschehen in der Praxis mittelst des Regulirungsventils, von welchem bei Cylindergebläsen die Rede ist.

Aenderung der Spannung. Aus dem Früheren ergibt sich, dass die Windmengen den Quadratwurzeln aus den Spannungen proportional

*) Eine so grosse Steigerung ist hier blos der bequemeren Ausdrucksweise halber angenommen.

sind, wie auch die Formel für die Windmenge zeigt; soll also die Höhe h in $h_1 = n h$ übergehen, so wird

$$m_1 = m \sqrt{n}$$

$$E_1 = m_1 h_1 \gamma = m \sqrt{n} \,.\, n h \,.\, \gamma = n^{3/2} E.$$

Um z. B. die vierfache Spannung zu erhalten, muss die Betriebskraft auf das $4^{3/2} =$ Achtfache gesteigert werden, und die Windmenge vermehrt sich dabei auf das Doppelte. Der Gang des Gebläses ändert sich ganz wie im vorigen Falle.

Aenderung der Windmenge bei constant bleibender Spannung. Es soll die Windmenge von m auf $m_1 = n m$ geändert werden, die Spannung jedoch dieselbe bleiben. Die Betrachtung der Formel

$$m = C d^2 \sqrt{h}$$

zeigt, dass dieser Forderung blos genügt werden kann, indem man d ändert, d. h. eine Düse von anderem Durchmesser d_1 vorsteckt. Für die neue Betriebsweise ist

$$m_1 = n m = C d_1^2 \sqrt{h},$$

welche Gleichung durch die obige dividirt

$$n = \frac{d_1^2}{d^2}, \; d_1 = d \sqrt{n}$$

ergibt. Die neue Düse muss also $\sqrt{n}$ fachen Durchmesser erhalten, wenn sie die $n$fache Windmenge liefern soll. Der Betriebseffekt ist bei gleicher Spannung der Windmenge proportional und wird mithin ebenfalls $n$mal so gross als früher. Da auch die Windmenge die doppelte ist, so erfolgt diese Aenderung blos durch Verdoppelung der Geschwindigkeit, ohne Aenderung des Druckes.

Steckt man also eine Düse von $\sqrt{n}$ fachem Durchmesser vor und ändert die Betriebskraft so lange, bis wieder die Pressung h eingetreten ist, so wird, der Aufgabe entsprechend, die $n$fache Windmenge bei gleichbleibender Spannung geliefert.

Der Dampf- oder Wasserverbrauch ist dabei der $n$fache, die Geschwindigkeit ebenfalls, die Dampfspannung im Cylinder oder die Füllung der Wasserradzellen bleiben ungeändert.

Aenderung der Spannung bei constanter Windmenge. Auch diese Aufgabe lässt sich nur durch Anwendung einer Düse von anderem Durchmesser d_1 statt d erfüllen. Sei $h_1 = n h$ die geänderte Pressung, so ist

$$m = C d^2 \sqrt{h}$$

$$m = C d_1^2 \sqrt{nh}$$

$$d_1^2 \sqrt{n} = d^2$$

$$d_1 = \frac{d}{\sqrt[4]{n}}.$$

Man sieht hieraus, dass bei constanter Windmenge zur Vergrösserung der Spannung eine Verminderung des Düsendurchmessers, und umgekehrt nothwendig ist. Der Betriebseffekt ist der Höhe h proportional, er wird daher $n$mal grösser, indem ohne Aenderung der Geschwindigkeit blos der $n$fache Druck eintritt. Das Gebläse geht daher so schnell wie früher, allein der Dampf- oder Wasserverbrauch, und mithin der Dampfüberdruck oder die Zellenfüllung werden die $n$fachen.

Betrieb mit erhitzter statt kalter Luft bei ungeänderter Betriebskraft. Bei Gebläsen mit Lufterhitzungsapparat ist die Windleitung mit den nöthigen Einrichtungen versehen, um die Luft nach Belieben direct vom Gebläse zu den Düsen oder erst durch den Apparat strömen zu lassen. Das Gebläse arbeite mit kalter Luft, deren Temperatur t, Pressung h und reduzirtes Volum m sei; nun werde die Strömung durch den Erhitzungsapparat eingeleitet. Nach einiger Zeit stellt sich ein Beharrungszustand her, bei welchem obige Grössen die Werthe m_1, T, h_1 annehmen sollen.

Wird dabei an der Betriebskraft nicht geändert, so bleibt auch der Gebläseeffekt E der gleiche.

Für die in beiden Fällen gelieferten reduzirten Windmengen hat man

$$m = C_1 d^2 \sqrt{\frac{h}{1+\alpha t}}, \quad m_1 = C_1 d^2 \sqrt{\frac{h_1}{1+\alpha T}}, \text{ daher}$$

$$\frac{m}{m_1} = \sqrt{\frac{h}{h_1} \frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}}.$$

Der Gebläseeffekt ist

$$E = m h \gamma = m_1 h_1 \gamma,$$

und hieraus folgt

$$\frac{h_1}{h} = \frac{m}{m_1} = \sqrt{\frac{h}{h_1} \frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}}$$

$$\left(\frac{h_1}{h}\right)^3 = \frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}.$$

Setzt man noch annähernd $t = o$, so folgt

$$h_1 = h \sqrt[3]{1 + \alpha T}; \text{ wegen}$$

$$\frac{h_1}{h} = \frac{m}{m_1} \text{ ist ferner}$$

$$m_1 = m \frac{h}{h_1} = \frac{m}{\sqrt[3]{1 + \alpha T}}.$$

Wird also die Gebläseluft erhitzt, so ist bei gleicher Betriebskraft die reduzirte Windmenge kleiner, die Pressung in demselben Verhältnisse grösser. Die Rückwirkung davon auf die Kraftmaschine ist auch hier leicht zu erkennen; dieselbe arbeitet langsamer, aber mit höherem Drucke.

Betrieb mit erhitzter statt kalter Luft bei ungeänderter Windmenge und Pressung. Sollen beim Betrieb mit heisser statt kalter Luft Windmenge uud Pressung ungeändert bleiben, so muss, wie die Formel

$$m = C_1 d^2 \sqrt{\frac{h}{1 + \alpha t}}$$

zeigt, der Düsendurchmesser d geändert werden; verwendet man beim Betriebe mit erhitzter Luft eine Düse von der geeigneten Weite d_1, so ist

$$m = C_1 d_1^2 \sqrt{\frac{h}{1 + \alpha T}}$$

und der Vergleich dieser Formel mit der vorigen ergibt

$$\frac{d_1^2}{\sqrt{1 + \alpha T}} = \frac{d^2}{\sqrt{1 + \alpha t}},$$

und wenn man wieder $t = 0$ setzt,

$$d_1 = d \sqrt[4]{1 + \alpha T}.$$

Benützt man für die erhitzte Luft eine Düse vom berechneten Durchmesser d_1, so bleiben reduzirte Windmenge und Pressung, mithin auch der Gebläseeffekt dieselben, wie bei dem Betriebe mit kalter Luft.

Erhöhung der mechanischen Leistung durch die Lufterhitzung. Schlägt man zur Bestimmung eines Näherungswerthes für die Ausflussgeschwindigkeit c, Formel (9), denselben Weg ein, auf welchem S. 24 ein solcher Werth für das Luftgewicht L abgeleitet wurde, so ergibt sich

$$c = \sqrt{\frac{2g}{\delta_2} (p_1 - p_2)}.$$

Hierin ist

$$p_1 - p_2 = (h_1 - h_2)\,\gamma$$

ferner nach (4)

$$\delta_2 = 1{\cdot}7016\,\frac{b + h_2}{1 + \alpha t_2};$$

führt man diese Werthe oben ein, und setzt, wie es auch hier erlaubt ist, $t_1 = t_2$, so erhält man

$$c = \sqrt{\frac{2g}{1{\cdot}7016}\,\frac{1 + \alpha t_1}{b + h_2}\,\gamma\,(h_1 - h_2)};$$

vernachlässigt man ferner h_2 und schreibt t statt t_1, so wird für kalte Luft von der Temperatur t

$$c = Const.\,\sqrt{h\,(1 + \alpha t)}.$$

Beim Betrieb mit erhitzter Luft von der Temperatur T und ungeänderter Pressung ergibt sich

$$c_1 = Const.\,\sqrt{h\,(1 + \alpha T)},$$

daher ist

$$c_1 = c\,\sqrt{\frac{1 + \alpha T}{1 + \alpha t}} = c\,\sqrt{1 + \alpha T},$$

wenn man die Temperatur t der kalten Luft gleich Null setzt. Bleibt nun, nebst der Pressung, wie in dem zuletzt betrachteten Falle, auch die Windmenge m ungeändert, so ist der Effekt $mh\gamma$, mithin die nothwendige Betriebskraft die gleiche wie für kalte Luft.

Hiermit stellt sich der häufig nicht berücksichtigte mechanische Vortheil der Lufterhitzung heraus: Bei gleicher Spannung, Windmenge und Betriebskraft wird durch dieselbe die Ausflussgeschwindigkeit gesteigert, und zwar auf das $\sqrt{1 + \alpha T}$ fache. Die grössere Ausflussgeschwindigkeit ist aber, wie in der Einleitung zur allgemeinen Gebläsetheorie bemerkt, der eigentliche Zweck der Anwendung höherer Pressung.

Sollte die mechanische Wirkung der Erhitzung der Luft durch Steigerung der Pressung h erreicht werden, so müsste, wie die obige Näherungsformel für c_1 zeigt, diese Steigerung, mithin auch die des Effektes und der Betriebskraft das $(1 + \alpha T)$ fache betragen. Eine Erhitzung der Luft auf $T = 300^0$ z. B. wäre, da $\alpha = \frac{1}{273}$ ist, nur durch Erhöhung der Pressung und Betriebskraft auf ungefähr das Doppelte zu ersetzen.

Nebstdem kommt natürlich noch die von der erhitzten Luft in

den Feuerungsraum mitgeführte Wärmemenge der Verbrennung zugute.

Einfluss der Temperatur im Gebläsehause und des Barometerstandes auf den Gang des Gebläses. Unter gegebenen Verhältnissen erfordert eine Feuerung stets das gleiche Luftgewicht oder die gleiche auf 0^0 und $0{\cdot}76^{\,m}$ Barometerstand reduzirte Luftmenge M_o pr. Minute, welche nach (27) und (26)

$$M_o = \frac{M_s}{f_1} = \frac{b\,M_s}{\beta\,(1 + \alpha t_s)}$$

ist. Steigt nun die Temperatur t_s im Gebläsehause oder sinkt der Barometerstand b, so muss, um M_o constant zu erhalten, M_s oder das wirkliche vom Gebläse angesaugte Volum vergrössert, also die Geschwindigkeit des Gebläses gesteigert werden. Im Sommer und bei niederem Luftdruck müssen daher die Gebläse rascher laufen.

Die Variationen des Barometerstandes sind verhältnissmässig gering, daher deren Einfluss weniger fühlbar, dagegen können die Temperaturdifferenzen merklich verschiedene Geschwindigkeiten bedingen. Sei z. B. der kleinste und grösste Werth von t_s gleich $-\ 20^0$ und $+\ 30^0$ C., deren ersterer vorkommen kann, wenn das Gebläse die Luft aus dem Freien ansaugt, so verhalten sich die entsprechenden Werthe von $1 + \alpha t_s$ wie $1 : 1{\cdot}2$, es muss also die Geschwindigkeit eines Kolbengebläses, welche der Menge M_s proportional ist, bei $+\ 30^0$ C. um 20 Prozente grösser sein als bei $-\ 20^0$.

Durch die Aenderung der Geschwindigkeit steigt auch die Pressung h_1. Für die reduzirte Windmenge M_o hat man nämlich nach (22), wenn man $\lambda = 1$ setzt,

$$M_o = 21110\,d^2 \sqrt{\frac{b + h_2}{1 + \alpha t_1}\,(h_1 - h_2)},$$

in welcher Formel t_1 annähernd statt t_2 gesetzt ist. Wenn nun t_s zunimmt, so werden, wenigstens bei einem mit kalter Luft arbeitenden Gebläse, auch t_1 und t_2 grösser; die Menge M_o bleibt aber ungeändert, was nur dadurch möglich ist, dass h_1 wächst. Dasselbe ist der Fall, wenn b abnimmt und M_o durch grössere Geschwindigkeit des Gebläses constant erhalten wird. Bei erhitzter Luft wird durch Aenderung der äusseren Temperatur t_2 und t_1 verhältnissmässig weniger gesteigert, daher auch h_1 weniger vergrössert.

Wie schon am Schlusse des Kapitels über den Gebläseeffekt nachgewiesen, steigt auch der Effekt E, wenn b kleiner und t_s grösser wird, m, aber ungeändert bleibt, und zwar in dem hier betrachteten Falle um so mehr, da auch h_1 zunimmt. Was endlich σ betrifft, so

zeigt der im Vorigen dafür abgeleitete Ausdruck, dass auch die Ausflussgeschwindigkeit wächst, wenn b kleiner, t_1 und nebstdem auch h_1 grösser wird.

Wenn mithin bei steigender Temperatur und abnehmendem Luftdruck stets die gleiche reduzirte Windmenge geliefert werden soll, so lässt sich die resultirende Aenderung für den Gang des Gebläses dahin zusammenfassen, dass dessen Geschwindigkeit vergrössert werden muss, wobei die Pressung, die nothwendige Betriebskraft und die Ausflussgeschwindigkeit steigen.

Praktische Lösung der bei Gebläsen vorkommenden Aufgaben.

Mit Hilfe der bisherigen Entwickelungen ist man im Stande, sowohl die Leistungen bestehender Gebläse in gewissen Richtungen zu prüfen, als einige beim Entwurfe neuer Gebläse vorkommende Aufgaben zu lösen. Der Vorgang dabei soll im Folgenden erklärt und die Uebersicht durch wiederholte Angabe der bezüglichen Formeln erleichtert werden.

Die Ermittelung der Leistungen eines bestehenden Gebläses theilt sich in die Berechnung selbst und in die Erhebung der für die Berechnung erforderlichen Daten.

Bestimmung der Windmengen. Die auf 0° und 0·76 m Barometerstand reduzirte Windmenge M_o, dann die auf äussere Spannung und Temperatur reduzirte Windmenge M_s, welche pr. Minute aus der Düse ausströmt, ergibt sich mittelst der Formeln (26), (20), (24) und (27):

$$f = 0{\cdot}9823 \sqrt{\frac{b + h_2}{\beta\,(1 + \alpha t_1)}},\ f_1 = (1 + \alpha t_s)\,\frac{\beta}{b},$$

$$\lambda = 1 - 0{\cdot}03\,\frac{h_1 - h_2}{b + h_2},\ M = 21490\,d^2\sqrt{\beta\,(h_1 - h_2)},$$

$$M_o = f\lambda M,\ M_s = f_1\,M_o.$$

Hierin bedeuten:

h_1 h_2 die Quecksilber-Manometerhöhen, welche beziehungsweise der Spannung der Luft in der Windleitung nahe den Düsen, und in dem Raume ausser den Düsen entsprechen;

$\alpha = 0{\cdot}003665$ den Ausdehnungscoëffizienten der Luft;

$\beta = 0{\cdot}76$ m den Quecksilber-Normalbarometerstand;

b den Barometerstand;

t_1 t_a die Temperaturen der Luft in der Windleitung an der Stelle, wo h_1 abgenommen wurde, und im Gebläsehause, in Graden Celsius;

d den Düsendurchmesser;

M, f, f_1 und λ Hilfsgrössen.

Die Formeln sind homogen, daher für beliebige Masseinheit brauchbar. Bei Bessemergebläsen ist in der Formel für M die Zahl 19490 statt 21490 zu setzen. Die Ermittelung von M_o und M_s kann blos durch Rechnung nach obigen Formeln, oder mit Hilfe der Tabellen erfolgen.

Im letzteren Falle bestimmt man zuerst M aus der Tabelle für gewöhnliche oder aus der für Bessemergebläse mittelst der gegebenen Werthe von d und $h_1 - h_2$; will man die Windmengen in Kubikfussen erhalten, so ist M mit 31·66 zu multipliziren. Dann sucht man den der Grösse $b + h_1$ und t_1 entsprechenden Tabellenwerth von f, ebenso den Tabellenwerth λ, welcher den Grössen $h_1 - h_2$ und $b + h_2$ entspricht. Durch Multiplikation von M mit f und λ ergibt sich M_o. Ermittelt man endlich den Tabellenwerth von f_1 für die gegebenen Grössen t_a und b, und multiplizirt den schon gefundenen Werth von M_o mit f_1, so erhält man M_s.

Für geringere Pressungen wird $\lambda = 1$. Endet eine Windleitung in mehrere Düsen, so ergibt sich die ganze Ausflussmenge durch Addition der Windmengen der einzelnen Düsen. Im Allgemeinen werden die Werthe, mit welchen man in den Kopf und in die ersten Colonnen der Tabellen eingeht, nicht genau zu finden sein, sondern zwischen zwei dort stehenden Werthen liegen. In diesem Falle erhält man durch einfache Interpolation das genaue Resultat.

Ausser durch Tabellen kann die Berechnung der Windmengen auch durch graphische Darstellungen, Diagramme*), dann durch Anwendung von Rechenschiebern**) wesentlich erleichtert werden. Wegen näherer Beschreibung beider Methoden wird auf die unten angegebenen Quellen verwiesen.

Beispiele. 1) Ein Hohofengebläse liefere den Wind durch drei Düsen von $d = 50^{mm}$ Durchmesser; die Pressung in der Windleitung sei $h_1 = 180^{mm}$ Quecksilber, im Ofengestell $h_2 = 50^{mm}$; die Temperatur der Luft in der Windleitung (nach Durchströmen eines Lufterhitzungsapparates) nächst den Düsen

---

*) Bornemann's graphische Windtabelle, Civilingenieur, Bd. 7, S. 115; „Erfahrungen" 1860, S. 22.

**) Schwind's Rechenschieber, Erf. 1853, S. 67; Kraus, Oesterr. Jahrbuch 1855, S. 1; v. Schwind, das Aichmass für Gebläseluft, Wien 1856.

$t_1 = 300°$, die Temperatur der vom Gebläse angesaugten Luft $t_0 = 20°$, der Barometerstand $b = 0{\cdot}72^m$ Quecksilber.

Der Düsendurchmesser 50^{mm} erscheint auf der 6. Seite der Tabelle, und da $h_1 - h_2 = 130^{mm}$ ist, findet man $M = 16{\cdot}9$ Kub.-M. Aus der Tabelle für f ergibt sich, da $t_1 = 300°$, $b + h_2 = 0{\cdot}75^m$ ist, der Werth $f = 0{\cdot}68$, und aus der Tabelle für λ, wegen $h_1 - h_2 = 0{\cdot}13^m$ und $b + h_2 = 0{\cdot}75^m$, der Werth λ sehr nahe gleich 1; man kann $\lambda = 0{\cdot}99$ setzen.

Hiermit wird

$$M_0 = f\lambda M = 0{\cdot}68 \quad 0{\cdot}99 \,.\, 16\,9 = 14{\cdot}4 \text{ Kub.-M.}$$

Ferner ergibt sich aus der Tabelle für f_1 wegen $t_0 = 20°$ und $b = 0{\cdot}72^m$ der Werth $f_1 = 1{\cdot}13$, mithin

$$M_s = f_1 M_0 = 1{\cdot}13 \,.\, 14{\cdot}4 = 16{\cdot}3 \text{ Kub.-M.}$$

Die von allen drei Düsen zusammen gelieferte Windmenge ist beziehungsweise 43·2 und 48·9 Kub.-M.

2) Bei einem Bessemergebläse sei der Durchmesser d der Ausströmungskanäle für die Luft $d = 12^{mm}$, ferner $h_1 = 1{\cdot}8^m$, $h_2 = 0{\cdot}5^m$, daher $h_1 - h_2 = 1{\cdot}3^m$; $t_1 = 100°$, $t_0 = 10°$, $b = 0{\cdot}72^m$.

Hiermit erhält man aus der Tabelle für Bessemergebläse $M = 2{\cdot}79$, ferner aus den Tabellen für f, λ und f_1 wegen $b + h_2 = 1{\cdot}22$, $f = 1{\cdot}08$, $\lambda = 0{\cdot}96$, $f_1 = 1{\cdot}09$, daher

$M_0 = 1{\cdot}08 \,.\, 0{\cdot}96 \,.\, 2{\cdot}79 = 2{\cdot}89$ Kub.-M., $M_s = 1{\cdot}09 \,.\, 2\,89 = 3{\cdot}15$. Kub.-M. als die durch eine Oeffnung ausgeblasenen Mengen.

Nutzeffekt, Wirkungsgrad, Windeffekt. Diese Grössen werden bestimmt, um die Leistungen eines Gebläses zu ermitteln.

Der Nutzeffekt E, d. i. die reine auf Verdichtung und Fortschiebung der Luft verwendete Arbeitsgrösse pr. Sekunde, ergibt sich aus den Formeln (43)

$$E_u = m_s h_1 \gamma, \quad \psi = 3{\cdot}44 \frac{b}{h_1}\left[\left(1 + \frac{h_1}{b}\right)^{0{\cdot}291} - 1\right],$$

$$E = \psi E_u.$$

In diesen Formeln ist E_u ein Näherungswerth von E, ψ ein Correctionsfaktor, $m_s = \frac{M_s}{60}$ die von allen Düsen zusammen pr. Sekunde gelieferte, auf Temperatur und Spannung des Saugraumes reduzirte Windmenge, γ das spezifische Gewicht der manometrischen Flüssigkeit = 13600 Kil. pr. Kub.-Meter für Quecksilber, b der Barometerstand und h_1 die Pressungshöhe in der Windleitung nahe den Düsen. Als Einheiten sind für alle Grössen entweder Meter und Kilogramm oder Fuss und Pfund zu nehmen, wonach sich E in Kil.-Metern oder Fusspfunden ergibt. Um den Effekt in Pferdekräften zu erhalten, hat man das erste Resultat mit 75, das letzte mit 424 zu dividiren. M_s und b sind von der vorhergehenden Bestimmung der Windmenge bekannt; der Werth von ψ ergibt sich für gegebene h_1 und b aus der den Windtabellen angefügten Tabelle.

Man erhält auf diese Weise den Effekt E für die aus den Düsen strömende Windmenge, oder für das Gebläse sammt Windleitung; will man den grösseren Effekt E des Gebläses ohne Windleitung erhalten, so muss man m_s schätzungsweise um einige Prozente vergrössern, und dann bei Berechnung von E_n und ψ für h_1 die in der Windleitung nahe dem Gebläse abgenommene Manometerhöhe einsetzen (vergl. S. 29).

Der Wirkungsgrad ε ist, wenn $\mathfrak{E}$ die zum Betriebe des Gebläses aufgewendete Arbeit, also den Nutzeffekt der Kraftmaschine bedeutet,

$$\varepsilon = \frac{E}{\mathfrak{E}}.$$

$\mathfrak{E}$ aber lässt sich bei den meisten Gebläsen nach einer der bekannten Methoden, z. B. mittelst Dynamometer finden. Ist dies nicht möglich, so muss man sich begnügen, den Wirkungsgrad des Gebläses sammt Kraftmaschine zu bestimmen.

Beispiel. Für die im ersten der obigen Beispiele berechnete Windmenge $M_s = 48{\cdot}9$ Kub.-M. pr. Min. oder $m_s = \frac{48{\cdot}9}{60} = 0{\cdot}815$ Kub.-M. pr. Sek. wird wegen $h_1 = 0{\cdot}18^m$ Quecksilber und $\gamma = 13600$

$$E_n = 0{\cdot}815 \,.\, 018 \,.\, 13600 = 1995.$$

Da ferner $b = 0{\cdot}72^m$ war, so ist $\frac{h_1}{b} = 0{\cdot}25$, und hierfür ergibt sich aus der Tabelle für ψ, $\psi = 0{\cdot}92$, mithin

$$E = 0{\cdot}92 \,.\, 1995 = 1836 \text{ Kil.-Meter oder}$$

$$E = \frac{1836}{75} = 24{\cdot}5 \text{ Pferdekräfte}$$

für das Gebläse sammt Windleitung.

Unter Windeffekt versteht man das Verhältniss der ausgeblasenen zu der durch Rechnung bestimmten angesaugten Luftmenge.

Will man diese beiden Volume mit einander vergleichen, so müssen sie natürlich für gleiche Spannung und Temperatur gegeben sein. Ist also φ der Windeffekt, $\mathfrak{M}$ die berechnete pr. Minute vom Gebläse angesaugte Luftmenge von der Spannung und Temperatur des Saugraumes, und M_s wie früher die auf gleichen Zustand reduzirte wirklich ausgeblasene Menge, so ist

$$\varphi = \frac{M_s}{\mathfrak{M}},$$

wobei dem bereits früher bestimmten Werthe von M_s wieder einige Prozente zuzuschlagen sind, wenn man den Windeffekt des Gebläses allein (ohne Windleitung) erfahren will. Die Bestimmung von $\mathfrak{M}$ geschieht aus den Dimensionen und der Geschwindigkeit des Gebläses; so ist z. B.

bei einem eincylindrigen, doppeltwirkenden Cylindergebläse $\mathfrak{M}$ das Produkt aus der Kolbenfläche und der Kolbengeschwindigkeit pr. Minute. Diese Bestimmung ist jedoch bei einigen Arten von Gebläsen nicht ausführbar, in welchem Falle man auf die Ermittelung des Windeffektes verzichten muss.

Aus später anzugebenden Gründen ist die wirklich angesaugte Luftmenge bei den meisten Gebläsen kleiner als die berechnete $\mathfrak{M}$.

Ermittelung der Spannung in der Windleitung; Manometer. Die Ermittelung der Höhe h_1 erfolgt mittelst eines Manometers, welches nahe den Düsen, und nur wenn es sich um Bestimmung des Nutzeffektes handelt, welchen das Gebläse ohne Windleitung liefert (s. oben), nahe dem Gebläse anzubringen ist.

Das Manometer kann mit Wasser oder Quecksilber gefüllt sein. Bei kleinen Spannungen ist eine Füllung mit Wasser vortheilhaft, da diese empfindlicher ist als die Quecksilberfüllung; für grössere Spannungen lässt sich Wasser nicht anwenden, weil die Wassersäule zu hoch wird.

Beide Flüssigkeiten gerathen durch die Unregelmässigkeiten der Luftströmung, die vom Gange des Gebläses herrühren, in Schwankungen, welche die richtige Ablesung hindern. Bei Berechnung der Windmenge sollte nicht, wie es zuweilen geschieht, das arithmetische Mittel des höchsten und niedrigsten Manometerstandes eingesetzt werden, sondern man soll denjenigen Werth von h_1 zu erheben trachten, in dessen Nähe der Flüssigkeitsspiegel am längsten verbleibt; denn die Schwankungen werden durch die lebendige Kraft der bewegten Flüssigkeit vergrössert, geben also kein richtiges Bild der Pressungsänderung. Ein sehr gebräuchliches Mittel, um diese Schwankungen herabzusetzen, besteht darin, das Glasrohr, welches das Quecksilber enthält, an einer Stelle zu verengen, um die Bewegung der Flüssigkeit zu erschweren. Das Ablesen kann ferner durch Anhaften des Quecksilbers an das Rohr gehindert werden. Dagegen soll zu helfen sein, indem man auf das Quecksilber einige Tropfen Glycerin bringt.*) Die Quecksilber-Manometerhöhen, sowie auch der Barometerstand wären streng genommen auf eine gewisse Temperatur, und zwar auf jene zu reduziren, bei der das spezifische Gewicht des Quecksilbers genau 13.600 Kil. beträgt; wegen der geringen Ausdehnung des Quecksilbers durch die Wärme kann diese Reduktion unterbleiben. Doch ist es bei erhitzter Gebläseluft räthlich, das Manometer durch Besprengung mit Wasser oder einen vorgehaltenen Schirm gegen stärkere Erwärmung zu schützen. Das Manometer muss so in der Windleitung befestigt werden, dass dessen Skala vertikal steht; denn man will eben den vertikalen Abstand beider Flüssigkeitsspiegel messen.

*) Dingler's polyt. Journal, 1867, 185. Bd., S. 83.

Hebermanometer. Man unterscheidet Heber- und Gefäss-Manometer. Die ersteren, deren prinzipielle Form schon angegeben wurde, sind mit einer Skala versehen, bei welcher die Eintheilung entweder von einem Nullpunkte aus nach oben und unten aufgetragen ist; man liest dann die Entfernung des Nullpunktes vom oberen und unteren Flüssigkeitsspiegel ab, und erhält durch Addition beider Ablesungen den gesuchten Höhenunterschied. Oder die Eintheilung geht vom Nullpunkte blos nach einer Richtung hin; die Numerirung der Theilstriche muss dann doppelt so gross sein, als es der wahren Länge derselben entspricht; die Skala kann z. B. in halbe Linien getheilt sein, welche als ganze zu bezeichnen sind. Denn wird das Manometer so weit gefüllt, dass die Flüssigkeit in beiden Schenkeln die Höhe des Nullpunktes erreicht, und hierauf an der Windleitung befestigt, so sinkt der innere Spiegel ebenso weit, als der äussere steigt; der Höhenunterschied ist also gleich der doppelten Senkung oder Steigung.

Häufig sind Manometer der letzteren Art mit zwei Skalen versehen, deren eine vom Nullpunkt auf-, die andere abwärts gerichtet ist. Bei einer Füllung mit Quecksilber liest man mittelst der einen Skala die Quecksilberhöhen, also den wirklichen Unterschied der Flüssigkeitsspiegel, mittelst der zweiten, anders eingetheilten, die diesem Unterschied entsprechende Wassermanometerhöhe ab, erspart also die sonst etwa nöthige Reduktion der einen auf die andere Höhe.

Sollen bei diesen Manometern die Abstände beider Flüssigkeitsspiegel vom Nullpunkte stets gleich sein, so muss das Glasrohr auf seine ganze Länge möglichst gleich weit, also genau calibrirt sein. Auch müssen die Quecksilberspiegel in beiden Schenkeln genau in der Höhe des Nullpunktes stehen; um dies bequem zu erreichen, ist es zweckmässig, eine verschiebbare Skala anzuwenden; das Manometer kann dann beliebig weit gefüllt, und durch Verschiebung der Skala der Nullpunkt in die Höhe beider Flüssigkeitsspiegel gebracht werden.

In seiner einfachsten Construktion ist das Hebermanometer eine nach Fig. 6 gebogene Glasröhre, auf der unmittelbar die Skala aufgetragen wird; zur Befestigung an der Windleitung dient ein über die Röhre geschobener durchbohrter Korkstöpsel, welcher selbst in eine Bohrung des Windleitungsrohres eingesetzt ist.

Eine besondere Skala erleichtert indessen das Ablesen, und Quecksilbermanometer sollen sammt dem Inhalte transportirt werden können, ohne denselben zu verschütten, was einen dichten Abschluss beider Rohrenden voraussetzt. Diesen Anforderungen entspricht das Manometer Fig. 11; es besteht aus dem Glasrohre *r*, mit den Enden in zwei Hülsen *a* und *c* eingekittet, welche an der Metallplatte *p* befestigt sind. Auf der Platte

p befindet sich zugleich die Skala, welche zur Ablesung nach auf- und abwärts eingerichtet ist. An die Hülse a schliesst sich eine Röhre, deren kegelförmiges Ende b in eine Bohrung der Windleitung horizontal eingeschoben wird. Durch ein Schräubchen s kann das obere Ende der Hülse c, welches mit Muttergewinden versehen ist, durch den Hahn q der zur Windleitung führende Kanal verschlossen, und in diesem Zustande das Manometer sammt Füllung transportirt werden. Ist dasselbe in der Windleitung befestigt, so lüftet man das Schräubchen s, um der Flüssigkeit freies Spiel zu gestatten, und öffnet den Hahn q, wonach die Spannung der Luft auf den Flüssigkeitsspiegel wirkt.

Bei den vollkommeneren Construktionen wird das Glasrohr zum Schutze gegen Beschädigung oder Verunreinigung in ein Gehäuse eingeschlossen, und wenn die Ablesung nur auf- oder abwärts erfolgt, mit einer verschiebbaren Skala versehen. Auf diese Art ist das Manometer ausgeführt, welches Fig. 1 in der äusseren und Fig. 2 in der inneren (durch Abnahme der Vorderplatte entstehenden) Ansicht zeigt. Das Gehäuse besteht aus Messingblechen, welche oben und unten an Einlagen e und f befestigt sind; die beiden oberen Oeffnungen des Glasrohres r münden in zwei vertikale in e befindliche Kanäle, welche mittelst Schräubchen ss_1 verschliessbar sind. Ein anderer in e ausgesparter Kanal verbindet den einen Schenkel des Manometers mit dem Rohre t, welches durch eine Bohrung von f mit dem gleichfalls durchbohrten Ansatze g communicirt, dessen unteres konisches Ende in die Windleitung eingesetzt wird. Das Manometer eignet sich also zur Befestigung auf der Oberfläche der letzteren. Durch den Hahn q und die Schräubchen ss_1 kann wieder das Rohr r nach aussen abgeschlossen werden. Beim Gebrauche muss q und s_1 geöffnet sein. Die Vorderwand des Gehäuses ist oben und unten durch kurze, an e und f befestigte Bleche pp_1, im mittleren Theile aber durch eine dritte Platte n gebildet, welche zwischen pp_1 und zwei an den inneren Seitenwänden des Gehäuses angebrachten Leisten verschiebbar ist, und mittelst des Schräubchens a, welches durch einen Schlitz des Bleches p und in ein Muttergewinde der Platte n eingreift, festgestellt wird. Zwei Ausschnitte o gestatten die Beobachtung der Flüssigkeitsspiegel, endlich ist vorn auf der Platte n eine doppelte, vom Nullpunkte auf- und niedergehende Skala angebracht, mittelst welcher man den Manometerstand in Linien Quecksilber oder in Zollen Wasser abliest, wenn die Füllung aus Quecksilber besteht. Endlich ist zur Beseitigung der Schwankungen des Quecksilbers der untere Theil des Glasrohres r verengt.

Eine starke derartige Verengung ist bei dem in Fig. 3 skizzirten Manometer, welches dazu bestimmt ist, stets auf der Windleitung zu

verbleiben, dadurch erreicht, dass in die verhältnissmässig weiten Glasröhren (von 15 Millimeter Durchmesser) ab, welche die Schenkel des Manometers darstellen, mittelst Korkstöpseln c das nur bei 2^{mm} weite Glasröhrchen e_1 eingesetzt ist. Das letztere ist aus der Ebene des Manometers gebogen, um dem vertikal niedergehenden Rohre m, welches die Communikation mit der Windleitung herstellt, Platz zu schaffen. Der Druck pflanzt sich von m durch eine Bohrung im Holzkörper h und das Röhrchen e auf die Oberfläche des Quecksilbers fort. In der That zeigte ein solches Manometer, bei einem Gebläse mit 3 Cylindern angewendet, nur langsame Schwankungen von wenigen Millimetern.

Gefässmanometer. Bei diesen hat der innere, d. h. gegen die Windleitung zu gelegene Schenkel die Form eines Gefässes von grösserem Querschnitte; der Flüssigkeitsspiegel sinkt also darin nur sehr wenig, während er im äusseren Schenkel um die Höhe h steigt. Man kann folglich jene Senkung vernachlässigen und blos die Steigung h messen; das Manometer wird vor dem Gebrauche gefüllt, der Nullpunkt der verschiebbaren Skala in die Höhe beider Flüssigkeitsspiegel gebracht, und nach geschehener Befestigung an der Windleitung der Manometerstand h abgelesen.

Ist a der Querschnitt des äusseren, A der des inneren Schenkels, so beträgt die Senkung im letzteren $h\frac{a}{A}$, daher der wirkliche Höhenunterschied

$$h + h\frac{a}{A} = h\left(1 + \frac{a}{A}\right).$$

Ist z. B. der Durchmesser des Gefässes 2, der des äusseren Schenkels, 36 Millimeter, so ist

$$\frac{a}{A} = \frac{1}{18^2} = 0{\cdot}0031,$$

daher die berichtigte Manometerhöhe gleich $1{\cdot}0031\ h$; diese Correctur wird indessen nur bei grösseren Höhen merklich. Sie wird gänzlich erspart, wenn man die Theile der Skala im Verhältnisse von $1 : \frac{a}{A} + 1$ kleiner macht als ihre Bezeichnung.

Fig. 5 zeigt ein Gefässmanometer. Das gusseiserne Gefäss g ist am oberen Ende mit Muttergewinden versehen, in welche ein Deckel eingeschraubt wird; um diesen leichter fassen zu können, sind daran zwei Stifte t befestigt. Das Gefäss ist bis zur punktirten Linie mit Quecksilber gefüllt; der Raum ober der Flüssigkeit communicirt mit dem Inneren der Windleitung durch das messingene Rohr n, welches mit seinem unteren konischen Ende in die Bohrung derselben eingesetzt wird. In

den Ansatz *a* ist das oben offene Glasrohr *r* eingekittet, worin die Flüssigkeit bis zu einer Höhe *h* steigt. Am Gefässe *g* ist mittelst eines in der Zeichnung nicht sichtbaren Bügels die Platte *p* befestigt; zwischen dieser und der Röhre *r* lässt sich die Skala vertikal verschieben, und durch ein Schräubchen feststellen, welches durch einen Schlitz der Platte *p* gesteckt und in die Skala eingedreht ist. Zur Einschliessung des Quecksilbers im Gefässe dient das Schräubchen *s* und ein im Ansatze *a* befindlicher Hahn, welcher mit der in der Zeichnung sichtbaren Bohrung, und um denselben in *a* festzuhalten, mit Schraubengewinden versehen ist. Wird das Manometer nach links geneigt, so tritt das Quecksilber aus dem Rohre *r* in das Gefäss *g* über, und kann durch Drehung des Hahnes um 90° darin eingeschlossen werden. Die Verbindung des Manometers gegen die Windleitung hin kann durch einen zweiten Hahn *q* unterbrochen werden. Ist das Manometer an der Windleitung befestigt, so wird zuerst der Deckel und das Schräubchen *s* entfernt, und der Hahn *a* in die Stellung Fig. 10 gebracht; dabei steigt das Quecksilber im Rohre *r* bis zur Höhe des Spiegels im Gefässe *g*. Nun wird die Skala mit dem Nullpunkte auf diese Höhe eingestellt, der Deckel des Gefässes aufgeschraubt und der Hahn *q* geöffnet.

Das Glasrohr *r* kann auch durch den Deckel des Gefässes in die Flüssigkeit eingesenkt werden; bei dieser Anordnung lassen sich blos Höhen ablesen, welche grösser sind als die Entfernung vom Flüssigkeitsspiegel bis zur Oberfläche des Deckels.

Manometer für kleine Pressungen. Je kleiner die Pressung, desto grösser ist der verhältnissmässige Fehler, welcher aus einer ungenauen Ablesung des Manometerstandes für die Bestimmung der Windmenge hervorgeht. Will man daher bei geringen Spannungen die Windmenge richtiger bestimmen, so handelt es sich auch um eine genauere Ablesung der Pressungshöhen, als sie die Manometer gewöhnlicher Art gestatten, selbst wenn sie mit Wasser statt Quecksilber gefüllt sind.

Diese Aufgabe, welche allerdings bei hüttenmännischen Gebläsen seltener als bei Ventilation der Gruben oder namentlich bei Gasleitungen vorkommen dürfte, sucht man durch Manometer zu erreichen, bei welchen die zu beobachtende Höhendifferenz ein Vielfaches der wirklichen Quecksilber- oder Wassermanometerhöhe ist. Die Manometer eignen sich jedoch eben nur für geringe Pressungen, weil sonst die nothwendige Länge der Skala zu gross ausfällt; auch werden sie nur dann ihren Zweck erfüllen, wenn die Spannung nur wenig Schwankungen zeigt.

Es gehört hierher das Manometer von Deacon*), bestehend aus

*) Civilingnnieur 1870, 16. Bd., Literatur- u. Notizblatt S. 102.

einer heberförmigen, $1^1/_8$ Zoll weiten mit Aether gefüllten Glasröhre, welche in gewöhnlicher Art mit der Windleitung in Verbindung gesetzt, jedoch in schrägliegender Stellung an einem Brett befestigt ist, das die Skala trägt und dessen Neigung durch Stellschrauben regulirt werden kann. Die Skala zeigt mithin die Höhen in demselben Verhältnisse vergrössert, in welchem die Länge der Skala zum Höhenunterschied ihrer beiden Enden steht. Da der Aether einen scharf gezeichneten Meniscus gibt, soll mittelst des Instrumentes der tausendste Theil eines Zolles ohne Nonius abgelesen werden können.

Kretz's Differentialmanometer*) zeigt Fig. 13 skizzirt. Von den Gefässen *a* und *b*, welche durch das heberförmige Rohr *c* in Verbindung stehen, wird *a* durch das Rohr *d* dem Drucke ausgesetzt, während *b* offen ist. Die Füllung bildet rothgefärbter, gewässerter Weingeist und Terpentinöl, welche Flüssigkeiten in der gut sichtbaren Ebene *e* aneinander grenzen. Im Gleichgewichtszustande befindet sich diese Ebene *e* in e_1; die durch Einwirkung des Druckes entstehende Senkung $e_1 e$ wird mittelst einer Skala abgelesen und verhält sich zur Senkung des Flüssigkeitsspiegels in *a* wie der Querschnitt des Gefässes *a* zu dem des Rohres *c*. Die wahre Manometerhöhe, d. i. der Höhenunterschied der Flüssigkeitsspiegel in *a* und *b* aber ist gleich der doppelten Senkung in *a*. Die beiden Flüssigkeiten müssen dabei gleiches spezifisches Gewicht besitzen.

Ramsbottom's Differentialmanometer**) beruht auf dem Prinzip, den Druck der Atmosphäre auf eine von der Spannung der Gebläseluft getragene Flüssigkeitssäule durch das Gewicht einer zweiten gleich hohen und nahe gleich schweren Flüssigkeitssäule zu vermindern, so dass die manometrische Höhe entsprechend vergrössert wird. *AB* Fig. 12 ist ein Behälter mit 2 Abtheilungen, von welchen *A* durch ein Rohr *a* mit der Windleitung verbunden, *B* offen ist. In diese Abtheilungen tauchen die Schenkel eines umgekehrten gläsernen Hebers, dessen Obertheil bis *m n* herab mit Benzin gefüllt ist, welches durch Auflösung einer genügenden Menge Kampher auf die Dichte 0·8 gebracht ist; von *m* und *n* abwärts enthält das Rohr Wasser, welches durch Cochenille roth gefärbt ist, so dass die Trennungsflächen *m n* deutlich erkennbar sind. Die Füllung des Heberrohrs mit diesen Flüssigkeiten geschieht vor dessen Einsenkung in *AB*. Das Gefäss *AB* enthält Wasser; durch ein Rohr mit Hahn, welches *A* und *B* verbindet, wird der Wasserspiegel in diesen beiden Abtheilungen vor Beginn des Versuches auf gleiche Höhe gebracht; dabei befinden sich auch *m* und *n* in derselben Höhe, und auf diese wird der

*) Polyt. Centralblatt 1869, S. 16.

**) Dingler's polyt. Journal 1866, 180. Bd., S. 334.

Nullpunkt einer zwischen den Schenkeln des Heberrohres befindlichen verschiebbaren Skala eingestellt. Lässt man nun durch a die verdichtete Gebläseluft einströmen, so stellt sich der Spiegel m höher als n; der atmosphärische Druck hält der Flüssigkeitssäule qr, die Spannung der Gebläseluft der Säule pr das Gleichgewicht, der Ueberdruck der Gebläseluft gegen die äussere Atmosphäre kommt also dem Unterschied der Gewichte der Flüssigkeitssäulen ms und tn gleich, welche dieselbe Höhe h_1 besitzen, deren spezifische Gewichte jedoch beziehungsweise γ und $0{\cdot}8\ \gamma$ sind, unter γ das spezifische Gewicht des Wassers verstanden. Dieser Ueberdruck ist mithin pr. Flächeneinheit

$$h_1\ (\gamma - 0{\cdot}8\,\gamma) = 0{\cdot}2\,\gamma\,h_1.$$

Bezeichnet dagegen h die Höhe, die ein gewöhnliches Wassermanometer anzeigt, so wäre derselbe Ueberdruck gleich γh, es ist mithin

$$0{\cdot}2\,\gamma\,h_1 = \gamma\,h$$
$$h_1 = 5\,h.$$

Das Manometer zeigt mithin 5mal grössere Höhen als ein Wassermanometer, und die Theilstriche der Skala sind 5mal so weit von einander entfert angebracht, als es ihrer Bezeichnung entspricht, so dass letztere direkt die richtigen Wassermanometerhöhen angibt.

Ermittelung der ausserhalb der Düse herrschenden Spannung.

Ausser h_1 ist noch die Manometerhöhe h_2 zu bestimmen, die der Spannung im untersten Theile des Ofens, in welchen die Düsen münden, entspricht. Sie wurde bei der früher üblichen Berechnungsart ganz vernachlässigt, mithin die Windmenge M_o oder M_s unrichtig bestimmt; denn nach (22) und (23) sind diese Windmengen, wenn man λ annähernd $= 1$ setzt, der Quadratwurzel aus der Grösse

$$(b + h_2)\ (h_1 - h_2)$$

proportional, welche für $h_2 = 0$ in $b\,h_1$ übergeht. Man bestimmt also bei dieser Vernachlässigung die Windmenge zu gross, wenn

$$b\,h_1 > (b + h_2)\ (h_1 - h_2),$$
$$h_2\ (h_1 - h_2 - b) < 0$$
$$h_1 - h_2 < b$$

ist, wie es bei gewöhnlichen Gebläsen zutrifft, wo h_1 und h_2 kleiner als der Barometerstand b sind und daher auch die Differenz beider jedenfalls kleiner als b wird. Bei Bessemergebläsen dagegen, wo h_1 zwei- bis dreimal grösser als b wird, kann $h_1 - h_2$ grösser als b werden, in welchem Falle die Windmengen sich zu klein ergeben, wenn man $h_2 = 0$ setzt.

Zur Bestimmung von h_2 ist am einfachsten eine der Oeffnungen zu benützen, welche von aussen in den untersten Ofenraum, also in die Gegend der Form- oder Düsenmündung führen; man setzt darin eine schmiedeeiserne Röhre ein und befestigt das Manometer

am Ende dieser Röhre. Die letztere muss dabei möglichst genau in die Oeffnung passen, weil sonst, durch Ausströmen der Luft rings um das Rohr, nächst der gegen den Ofen gewendeten Mündung desselben eine Depression hervorgerufen wird, welche sich bis zum Manometer fortpflanzt, daher dieses eine zu geringe Spannung anzeigt.

Eine andere Methode ist von Rittinger angegeben: Man notirt die Zahl Umgänge pr. Minute, welche bei normalem Gange des Gebläses eine der Wellen desselben verrichtet. Die Düse D Fig. 17 mündet dabei in den Ofen, das Manometer M zeigt die Höhe h_1 und die Windmenge M_o ist nach Formel (22), wenn man $\lambda = 1$ setzt, annähernd

$$M_o = 21110\, d^2 \sqrt{\frac{b + h_2}{1 + \alpha t_1}\,(h_1 - h_2)}.$$

Nun wird die Düse so weit als möglich von der Ofenwand zurückgezogen; diese Operation lässt sich meist ausführen, weil die Düsen in der Regel am Ende der Windleitung verschiebbar sind. Bei der neuen Stellung D' der Düse geht die Höhe h_2 in Null über, weil nun die Düse in die freie Luft mündet; auch wird der Gang des Gebläses ein anderer.

Hierauf regulirt man durch Aenderung der Betriebskraft den Gang so weit, bis wieder die frühere Zahl von Spielen pr. Minute eintritt. Das Manometer zeige jetzt die Höhe h_x, so lässt sich die ausströmende Windmenge M'_o mittelst der obigen Formel ausdrücken, wenn man darin $h_2 = 0$ und h_x statt h_1 einsetzt. Dadurch ergibt sich

$$M'_o = 21110\, d^2 \sqrt{\frac{b}{1 + \alpha t_1}\, h_x};$$

wenn von der Aenderung der Temperatur t_1, welche gleichzeitig eintritt, jedoch bei allen Gebläsen, wo dieser Versuch ausgeführt werden kann, den Werth $1 + \alpha t_1$ nur wenig modifizirt, abgesehen wird.

Da ferner das Gebläse ebenso schnell geht, wie vor Zurückziehung der Düse, so saugt es ebenso viel Luft an als früher; deshalb ist auch die ausgeblasene Windmenge die gleiche, d. h.

$$M'_o = M_o,$$

und man kann die reduzirte Windmenge M_o nach der obigen Formel für M'_o bestimmen, ohne h_2 zu messen.

Der Werth von h_2 ergibt sich, wenn man die Werthe von M_o und M'_o gleichsetzt; hierdurch folgt

$$(b + h_2)(h_1 - h_2) = b h_x,$$

$$h_2^2 + h_2 (b - h_1) = b (h_1 - h_x),$$

$$h_2 = -\frac{b - h_1}{2} + \sqrt{\frac{(b - h_1)^2}{4} + b (h_1 - h_x)}.$$

Sind die Pressungen gering, so kann man in der ersten dieser Gleichungen h_2 gegen b vernachlässigen, und erhält dadurch

$$b\,(h_1 - h_2) = b\,h_x \text{ oder}$$
$$h_2 = h_1 - h_x,$$

also h_2 gleich der Differenz der Manometerstände bei vorgeschobener und bei zurückgezogener Düse.

Soll der beschriebene Versuch ein zuverlässiges Resultat liefern, so muss sich die Düse weit zurückschieben lassen, weil sonst in dem beengten Raume vor derselben die Spannung grösser als die atmosphärische, also h_2 nicht $= 0$ ist. Auch wird gegen die praktische Durchführung eingewendet, dass der Versuch zu viel Zeit in Anspruch nimmt, daher der Betrieb eines Eisenhochofens wegen der längeren Unterbrechung der Windzuführung gestört werden kann.

Die Höhe h_2, wie sie durch Beobachtungen ermittelt werden kann, beträgt gewöhnlich einen ansehnlichen Bruchtheil von h_1 und kann bei Eisenhochöfen mit schwach gepresstem Winde die Hälfte dieses Werthes überschreiten. Bei Kupolöfen mit weiten Düsen soll h_2 sogar nahe ebenso gross als h_1 werden können, was voraussetzt, dass der summarische Querschnitt der Kanäle in der Beschickungssäule, durch welche die Verbrennungsgase entweichen, sich so weit vermindere, dass er dem Düsenquerschnitt nahe kommt oder selbst unter diesen herabsinkt, — in welchem Falle die Bestimmung der Windmenge aus dem Düsenquerschnitt nicht mehr statthaft ist*).

Bei Bessemergebläsen ergibt sich h_2 aus der Höhe der flüssigen Eisenmasse ober den Düsenmündungen, und aus dem Drucke der Gase, die sich ober dem Eisen befinden. Nimmt man die Dichte des flüssigen Gusseisens zu 7·3, die des Quecksilbers mit 13·6 an, so hat man die Höhe der Eisensäule mit $\frac{7{\cdot}3}{13{\cdot}6}$ zu multipliziren, um die entsprechende Höhe einer Quecksilbersäule zu finden. Zu dieser wäre, um h_2 zu erhalten, die nicht unbeträchtliche Spannungshöhe der Gase zu addiren, über welche bisher noch keine Beobachtungen angestellt wurden**).

*) Vergl. Berg- u. hüttenm. Zeitung 1870, Nr. 33, S. 277. Es soll in diesem Falle die Windmenge aus der zur Verbrennung des verbrauchten Kohlenquantums erforderlichen Menge Sauerstoff ermittelt werden; zuverlässiger dürfte es denn doch sein, sofern ein Kolbengebläse in Verwendung steht, die Berechnung nach den Dimensionen dieses Gebläses und dem zu schätzenden Windeffekt durchzuführen.

**) Schmidt bestimmt sie annähernd durch Rechnung aus dem Volum der beim Bessemer-Prozess entstehenden Gase und aus der Grösse der Ausflussöffnung für letztere.

Ermittelung der Temperaturen und des Düsendurchmessers. Die Temperaturen t_1 und t_2 der Luft in der Windleitung und im Gebläseraum werden mittelst des Thermometers, b mittelst des Barometers bestimmt.

Um t_1 zu finden, senkt man die Thermometerkugel in dieselbe Oeffnung der Windleitung, welche zur Befestigung des Manometers diente. Ist die Gebläseluft erhitzt, so muss die Skala des Thermometers bis über 300 Grade steigen. Statt gewöhnlicher bedient man sich für heisse Gebläseluft auch der Metallthermometer; hierher gehört das von Bussius angegebene*) Fig. 9. In die Windleitung w ist der Cylinder a eingesenkt, der aus Chamotte besteht und glatt bearbeitet sein muss; r ist eine Röhre, aus einem möglichst ausdehnsamen Metalle gefertigt, welche an den Boden des Cylinders a mittelst Bund und Schraubenmutter befestigt wird, und am oberen Ende einen Stift trägt, der auf einen Ansatz des Zahnsegmentes g drückt.

Letzteres ist um eine in seinem Mittelpunkte angebrachte Axe drehbar, und greift in das Zahnrad h, an dessen Axe sich der Zeiger z befindet. Dehnt sich also die Röhre r durch Einwirkung der Wärme aus, so wird der Zeiger z gedreht und zeigt an einer bogenförmigen Skala die Temperatur. Die Feder f verhindert eine selbstthätige Bewegung des Zeigers. Diese Theile sind in ein Gehäuse M eingeschlossen, welches durch die Röhre o mit dem Cylinder a in der aus der Figur ersichtlichen Art verbunden ist. Die Röhre o enthält einige Oeffnungen, um eine Circulation der Luft zu bewirken und die Erhitzung des Gehäuses zu vermeiden, welche das richtige Spiel des Zeigerwerkes stören würde. Alle Fugen sind mit Filzscheiben (in der Figur schwarz angedeutet) gedichtet. Die Angaben des Instrumentes sollen nur dann zuverlässig sein, wenn das untere Ende des Rohres r gegen den Luftstrom gerichtet ist, so dass sich der Wind darin „fängt".

Oechsle's Pyrometer**), auf dem Prinzip des Breguet'schen Metallthermometers beruhend, zeigt Fig. 8 in einem Vertikalschnitte. Es besteht aus einer Spirale s aus fest zusammengeschweisstem Platin und chemisch reinem Silber, welche bei a am Gehäuse des Instrumentes befestigt und mit einer centralen Spindel t verbunden ist, an deren Spitze sich der Zeiger befindet. Durch Temperatursänderung dreht sich die Spirale, daher auch die Spindel und der Zeiger, welcher auf dem Zifferblatt u die Temperatur angibt. Das Gehäuse besteht aus der Messing-

*) Berg- und hüttenm. Zeitung, 1862, 21. Band, S. 88. Das Metallthermometer v. Gauntlett s. Dingler's polyt. Journal, 144. Band, S. 26.

**) Berg- und hüttenm. Zeitung 1870, Nr. 36, S. 307.

büchse b und der eisernen Röhre r, welche in die Windleitung eingesenkt wird; an r ist eine Platte p befestigt, mittelst welcher das Ganze an der Windleitung festgeschraubt werden kann. Die Spindel s läuft bei c in einem kleinen silbernen Fuss-, bei d in einem ebensolchen Halslager und ist an diesen Stellen selbst versilbert, wodurch jede Oxydation der sich reibenden Flächen vermieden wird. Das Instrument gestattet Temperaturmessungen bis 400° R.; als Vortheil desselben ist hervorzuheben, dass keine die Genauigkeit des Ganges beeinträchtigende Räder- oder Hebelumsetzung vorkommt.

Der Düsendurchmesser d endlich wird durch Messang bestimmt; will man denselben genau finden, so treibt man einen abgedrehten hölzernen Kegel k, Fig. 15, durch ein Paar leichte Schläge in die Düsenmündung; der innere Umfang derselben drückt sich an der Holzfläche ab, kann mittelst einer umgelegten Schnur gemessen und sonach der Durchmesser berechnet werden; allerdings ist dabei vorausgesetzt, dass die Mündung genau kreisförmig sei.

Betriebskraft, Windleitungs- und Düsendurchmesser für ein zu erbauendes Gebläse. Zur Bestimmung dieser Grössen ist die Kenntniss folgender Werthe erforderlich:

M_o die auf 0° und 0·76^m Barometerstand reduzirte Windmenge pr. Minute, welche das Gebläse liefern soll;

$m_o = \frac{M_o}{60}$;

h_1 die Manometerhöhe, welche der Spannung der Luft in der Windleitung, nächst den Düsen, entspricht;

h_2 die Manometerhöhe, welche der Spannung ausser den Düsen entspricht;

b der niedrigste Barometerstand am Aufstellungsort des Gebläses;

β der Normalbarometerstand = 0·76^m Quecksilber;

t_1 die höchste Lufttemperatur in der Windleitung;

t_s „ „ „ im Gebläsehause;

γ das spezifische Gewicht der manometrischen und barometrischen Flüssigkeit, für Quecksilber gleich 13600 Kil. pr. Kubikmeter;

U die Geschwindigkeit der Luft in der Windleitung, gleich 10 bis 15 Meter anzunehmen;

ε der Wirkungsgrad des Gebläses sammt Windleitung;

E der reine Gebläseeffekt.

Die Temperatur t_1 ist bei Vorhandensein eines Winderhitzungsapparates entsprechend anzunehmen, für kalte Luft und kleine Pressung gleich t_s zu setzen, bei stärkerer Pressung aber der Werth $1 + \alpha t_1$ nach Formel (18)

$$1 + \alpha t_1 = n\,(1 + \alpha t_e)$$

zu berechnen, worin $\alpha = 0{\cdot}003665$ und der Werth von n nach S. 15 einzusetzen ist.

Hiermit ergibt sich:

a) die Betriebskraft $\mathfrak{E}$ für das Gebläse nach S. 30 und Formeln (43) und (26)

$$\psi = 3{\cdot}44\,\frac{b}{h_1}\left[\left(1 + \frac{h_1}{b}\right)^{0{\cdot}291} - 1\right], f_1 = (1 + \alpha t_e)\,\frac{\beta}{b},$$

$$E = \psi f_1 m_o h_1 \gamma, \mathfrak{E} = \frac{E}{\varepsilon}.$$

Die Werthe der Faktoren f_1 und ψ können auch aus den den Windtabellen beigeschlossenen Tabellen für die bekannten Werthe von t_e und b, dann von $\frac{h_1}{b}$ gefunden werden. Das Resultat ergibt sich in Kilogramm-Metern, wenn man durchaus den Meter und das Kilogramm als Einheiten annimmt.

b) Der Windleitungsdurchmesser folgt aus (30)

$$D = \sqrt{0{\cdot}0212\,\frac{\beta\,(1 + \alpha\,t_1)}{b + h_1}\,\frac{M_o}{U}},$$

wenn $h_1 < 0{\cdot}1\,b$ ist, annähernd aus

$$D = \sqrt{0{\cdot}0212\,(1 + \alpha\,t_1)\,\frac{M_o}{U}},$$

und wenn nebstdem die Gebläseluft nicht erhitzt wird, aus

$$D = \sqrt{0{\cdot}0212\,\frac{M_o}{U}}.$$

c) Der Düsendurchmesser ist nach (33)

$$d = \sqrt{\frac{M_o}{21110}}\,\sqrt{\frac{1 + \alpha\,t_1}{(b + h_2)\,(h_1 - h_2)}},$$

worin b, h_1 und h_2 als Quecksilberhöhen einzusetzen sind, und M_o die von einer Düse zu liefernde reduzirte Windmenge bedeutet. Bei Bessemergebläsen ist wegen des kleineren Ausflusscoëfficienten 19150 statt 21110 zu setzen.

In der letzten Formel ist h_2 anzunehmen. Bei Bessemergebläsen ergibt sich diese Grösse, indem man die Höhe der flüssigen Eisenmasse in der Retorte mit $\frac{7{\cdot}3}{13{\cdot}6}$ multiplizirt und den erhaltenen Werth wegen Spannung der Gase in der Bessemerretorte schätzungsweise vergrössert.

Bei Hochöfen ist h_2 von so vielen Faktoren abhängig und daher so

verschieden, dass allgemeine Angaben darüber nicht gemacht werden können. Es bleibt daher nichts anderes übrig, als h_2 vorläufig mit etwa 0·2 bis 0·4 von h_1 anzunehmen und danach d zu berechnen; sodann beim Betrieb mit provisorisch ausgeführten Düsen h_2 durch Versuche zu bestimmen und, unter Zugrundelegung des erhaltenen Werthes, d von Neuem zu berechnen, um eine dem Bedürfniss entsprechende Düse zu erhalten.

Eintheilung der Gebläse.

Die beim Hüttenwesen zur Anwendung gekommenen Luftbewegungsmaschinen wirken nicht ausschliesslich auf die Art, dass sie die äussere Luft verdichten und fortschieben, d. h. als blasende, sondern auch als saugende Maschinen, indem sie dem Feuerungsraume die Verbrennungsluft entziehen, mithin die Spannung in diesem Raume herabsetzen und das Nachströmen von frischer Luft erzielen. Man kann daher vor Allem saugende und blasende Maschinen oder Exhaustoren und Gebläse unterscheiden, welcher Unterschied indessen weniger in der Construktion, als in der Art der bewirkten Spannungsänderung und in der Stellung begründet ist, welche der Feuerungsraum innerhalb des ganzen von der bewegten Luft durchstrichenen Raumes einnimmt. Jede Luftbewegungsmaschine wirkt, weil sie die Luft von einem Orte ansaugt und an einen anderen schafft, zugleich saugend und blasend, und es kann jede dieser Wirkungsarten zur Anwendung kommen, wenn man die Maschine in angemessener Weise durch Leitungen für die Luft mit dem Feuerungsraum verbindet.

Beim Bergwesen sind vorzüglich saugende Maschinen in Gebrauch; für Feuerungen besteht das Hinderniss gegen deren Anwendung in der hohen Temperatur der Verbrennungsluft, welche die Maschine durchströmen müsste. Abgesehen von einzelnen Projekten oder Versuchen werden daher Exhaustoren beim Hüttenwesen nur in den wenigen Fällen benützt, wo die Verbrennungsluft, bevor sie ins Freie tritt, derart abgekühlt ist, dass die Maschine keinen Schaden leiden kann.

Die Bewegung der Luft erfolgt ferner auf zweierlei Weise. Entweder ist es blos ein direkter Druck, welcher dieselbe verdichtet und in die Windleitung schiebt, oder die Lufttheile erhalten eine Rotationsbewegung. Sie erleiden dabei zwar auch direkten Druck, entfernen sich aber gleichzeitig in Folge ihrer Trägheit radial von der Umdrehungsaxe und gelangen mit einer aus der rotirenden und radialen zusammengesetzten Bewegung zur Windleitung. Diese Bewegungsart erfolgt bei den Centrifugalventilatoren.

Wirkt bloss direkter Druck, so lässt sich wie bei jeder Arbeitsmaschine stets ein Bestandtheil, das Werkzeug unterscheiden, welches unmittelbar auf den zu verändernden oder zu bewegenden Körper, hier die Luft, einwirkt. Bei Gebläsen kann man dasselbe Kolben nennen, obschon diese Bezeichnung im engsten Sinne nur für das Werkzeug der Kasten- und Cylindergebläse gebraucht wird. Der Kolben ertheilt nun der Luft entweder eine Bewegung, die mit seiner eigenen der Hauptsache nach übereinstimmt, oder es findet eine relative Bewegung der Luft gegen denselben statt.

Der Kolben kann weiter ein fester Körper sein oder seine Funktion wird durch Wasser verrichtet, welches unter dem Druck eines Gefälles zuströmt; die Verdichtung kann in einem von biegsamen oder festen Wänden umgebenen Raume erfolgen. Sind die Wände biegsam, so ist der Kolben mit denselben verbunden und begrenzt selbst nach einer Seite hin den Verdichtungsraum. Sind alle Wände fest, so ist eine Liederung nothwendig, d. h. eine Vorrichtung, welche den Verdichtungsraum gegen Aussen abschliesst, ohne die freie Bewegung des Kolbens zu hindern; die Liederung kann wieder durch feste Körper oder durch Wasser gebildet sein. Endlich ist noch die Bewegung des Kolbens und der Lufttheile, die mit ihm zunächst in Berührung stehen, eine sehr verschiedene. Sie kann fortschreitend, drehend oder aus beiden zusammengesetzt, ununterbrochen oder intermittirend sein, stets im gleichen Sinne oder abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen erfolgen.

Eine nach diesen Gründen aufzustellende Eintheilung der Gebläse entspricht jedoch nicht dem gewöhnlichen Gebrauch, welcher unter gemeinsamen Benennungen Arten vereinigt, die im Prinzipe sehr differiren. So versteht man unter Ventilatoren in der Regel alle Gebläse, bei welchen der arbeitende Theil eine continuirlich rotirende Bewegung besitzt; unter Bälgen diejenigen, bei welchen der Behälter, in dem die Luft verdichtet wird, aus Leder besteht; diese Benennung erstreckt sich nebstdem auf hölzerne Gebläse von gleicher Form und Bewegungsart.

Es sollen daher die einzelnen Gebläse, ohne sie in bestimmte Gruppen zu sondern, der Reihe nach aufgeführt, dabei jedoch den Cylindergebläsen ein besonderer Abschnitt gewidmet werden, weil die genannte Art weitaus die grösste Verbreitung findet und daher die eingehendste Betrachtung verdient, deren Resultate sich auf die anderen ähnlichen Gebläse übertragen lassen.

B. Cylindergebläse.

Zur Lieferung grosser Windmengen und insbesondere zur Erzeugung hoher Pressungen sind Cylindergebläse am vorzüglichsten geeignet; sie stehen daher in ausgedehnter Anwendung.

Prinzip und Berechnung.

Prinzip. Die Arbeitsmaschine der Cylindergebläse besteht aus dem an beiden Enden geschlossenen Cylinder C, in welchem sich ein Kolben K luftdicht hin- und herbewegt. An beiden Enden des Cylinders sind Saugventile SS_1, die sich nach Innen, und Druckventile DD_1, die sich gegen Aussen öffnen, befestigt. Die Druckventile sind mit Ventilkästen umgeben, welche in den Windsammler M münden, an den sich die Windleitung W anschliesst. Fig. 16

Bewegt sich der Kolben in der Richtung des Pfeiles, so sind S_1 und D offen, SD_1 geschlossen; durch S_1 wird Luft in den Cylinder gesaugt, durch D die verdichtete Luft in die Windleitung geschoben. Wenn der Kolben seinen Lauf wechselt, schliessen sich S_1 und D, es öffnet sich S und lässt neue Luft hinter den Kolben eintreten, während die Luft vor dem Kolben zuerst so weit verdichtet wird, bis durch ihre Spannung das Druckventil D_1 sich öffnet und die comprimirte Luft wieder zum Abfluss in die Windleitung gelangt.

In der Regel werden die Cylindergebläse, der Skizze Fig. 16 entsprechend, doppeltwirkend construirt.

Einfluss der Ventile. Die plötzliche Querschnittsänderung, welche die Luft beim Durchströmen der Ventilöffnung erleidet, sowie die Reibung an den Wänden dieser Oeffnung bewirkt eine Spannungsabnahme. Geht also der Kolben nach Fig. 16 aufwärts, so ist die Spannung unter demselben kleiner als die atmosphärische p_a, und zwar gleich $p_a - \mathfrak{p}_a$, wenn man den Unterschied mit $\mathfrak{p}_a$ bezeichnet. Ober dem Kolben dagegen wird eine Spannung $p' + \mathfrak{p}'$ vorhanden sein, welche um $\mathfrak{p}'$ grösser ist als die Spannung p' am Anfange der Windleitung. Die Differenz der Spannungen ober und unter dem Kolben, d. h. der Druck pr. Flächeneinheit, welcher gegen dessen Bewegung wirkt, ist

$$p' + \mathfrak{p}' - (p_a - \mathfrak{p}_a) = p' - p_a + (\mathfrak{p}' + \mathfrak{p}_a),$$

um $\mathfrak{p}' + \mathfrak{p}_a$ grösser als der Druck $p' - p_a$, welcher zum Fortschieben der Luft allein nothwendig wäre.

Der entsprechende Effektsverlust ist um so empfindlicher, je kleiner

$p' - p_a$ ist, d. h. je weniger die Luft verdichtet wird; denn p' und p_a bleiben ungefähr gleich, absorbiren also dann einen grösseren Theil des Nutzeffektes. Deshalb geben Cylindergebläse mit niedriger Spannung einen kleineren Wirkungsgrad. Nachdem die Luft unter dem Kolben verdünnt ist, so ist das pr. Hub angesaugte Luftgewicht kleiner als es bei atmosphärischer Spannung wäre, daher setzt p_a auch den Windeffekt herab.

Beide Verluste wachsen mit der Kolbengeschwindigkeit, denn je grösser diese ist, desto rascher muss die Luft die Ventilöffnungen durchströmen, desto grösser werden p_a und p'. Es zeigt sich ferner, dass es vortheilhaft sei, wenn die Oeffnungen für das Ein- und Ausströmen der Luft möglichst gross sind.

Einen weiteren nachtheiligen Einfluss hat das verspätete Schliessen der Ventile. Wenn in dem Augenblicke, wo der Kolben Fig. 18 seinen höchsten Stand K erreicht hat und den Niedergang beginnt, das obere Druckventil sich nicht rasch schliesst, so kann ein Theil der verdichteten Luft in den Cylinder zurückströmen, indem der Kolben sich während der Schliessung des Ventiles um ein Stück KK_1 abwärts bis K_1 bewegt. Ist D geschlossen, so muss der Kolben weiter einen Weg K_1K_2 zurücklegen, bis die Luft ober demselben soweit verdünnt ist, dass der atmosphärische Druck das Saugventil S öffnet. Von nun an dauert das Ansaugen, bis der Kolben seinen tiefsten Stand K_3 erreicht hat; die angesaugte Menge ist also $O \,.\, \overline{K_2K_3}$. Geht endlich der Kolben wieder aufwärts, so kann noch ein Theil dieser Menge nach Aussen zurückströmen, wenn das Saugventil S sich nicht sogleich schliesst; geschieht letzteres bei der Kolbenstellung K_4, so stellt $O \,.\, \overline{K_2K_4}$ den Rest der pr. Hub angesaugten Menge, mithin auch das Luftvolum dar, welches bei jedem Hube in die Windleitung tritt.

Der Wirkungsgrad wird hierdurch nicht wesentlich herabgesetzt. Denn die Arbeit des Kolbens beim Aufgange besteht darin, die Luft zu verdichten und in die Windleitung zu schieben. Das Luftvolum $O \,.\, \overline{KK_1}$ wurde zwar beim Aufgange auch comprimirt und im verdichteten Zustande in die Windleitung gedrückt, die hierbei aufgewendete Arbeit geht jedoch wieder an den Kolben zurück, denn beim Niedergange strömt in den Cylinder eben dieses Volum mit fast gleicher Spannung zurück, und die letztere wirkt beim Niedergange nahe ebenso förderlich, wie beim Aufgange hindernd auf die Kolbenbewegung; auf dem weiteren Wege von K_1 bis K_2 wirkt die Luft mit abnehmender Spannung auf den Kolben, und dieser empfängt wieder nahe die ganze Arbeit, welche beim Aufgange zur Verdichtung nothwendig war. Auf dem Wege K_4K_3 endlich wirkt nahe die gleiche atmosphärische Spannung beim Nieder-

gange im Sinne der Bewegung, beim Aufgange entgegengesetzt, und beide Wirkungen gleichen sich aus. Das Gebläse hat also nur die Arbeit zu leisten, welche zur Verdichtung und Fortschiebung des wirklich angesaugten Luftvolums $O . \overline{K_2 K_4}$ erfordert wird.

Dagegen vermindert der späte Schluss der Ventile den Windeffekt; denn derselbe bewirkt, dass das Volum $O . \overline{K_2 K_4}$ kleiner ist als das theoretische $O . \overline{K K_3} = Os$, welches dem Kolbenlaufe entspricht. Es muss also unter sonst gleichen Umständen der Cylinder einen grösseren Querschnitt erhalten, damit das Gebläse die gegebene Windmenge wirklich liefere, und hiermit ist nun allerdings eine Vermehrung der Nebenhindernisse, daher der wirklich nothwendigen Betriebskraft verbunden, namentlich werden der Umfang des Kolbens, mithin auch Reibung und Luftverlust grösser (s. unten „Berechnung").

Auch diese Verluste wachsen, wenn die Geschwindigkeit zunimmt, denn der Kolben legt dann während des Schlusses der Ventile einen grösseren Weg zurück, es wird also die Länge $K_2 K_4$ Fig. 34, und daher der Windeffekt kleiner. Zugleich ist einleuchtend, dass ein möglichst rechtzeitiges Schliessen der Ventile vortheilhaft sei.

Ueber die durch das Uebergreifen der Ventile hervorgebrachten Erscheinungen s. „Ventile."

Einfluss des schädlichen Raumes. Unter schädlichem Raum versteht man den zwischen der Endstellung des Kolbens und dem Cylinderdeckel befindlichen Raum, welcher, wenn der Kolben den Hub beendet hat, mit verdichteter Luft gefüllt ist. Diese Luft übt ganz denselben Einfluss auf die Leistungen des Gebläses, wie die durch verspäteten Schluss des Druckventils zurückströmende. Bei jedem Kolbenlaufe wird ein dem schädlichen Raum entsprechendes Luftvolum verdichtet, ohne in die Windleitung einzuleiten; doch wird dadurch der Effekt nicht vermindert, weil beim folgenden Rückgange diese Luft sich wieder ausdehnt und dabei die zur Verdichtung aufgewendete Arbeit an den Kolben zurückgibt. Dieser Prozess findet gleichzeitig mit der Ausdehnung der etwa zurückgeströmten Luft vor Oeffnung des Saugventiles statt, daher in der früheren Betrachtung unter $K_1 K_2$, Fig. 18, richtiger der Kolbenweg zu verstehen ist, auf welchem die zurückgeströmte und die Luft des schädlichen Raumes expandiren.

Dagegen beeinträchtigt letzterer den Windeffekt, und zwar sowie das Zurückströmen der Luft um so mehr, je höher die Spannung der Gebläseluft ist; denn der Kolben hat dann einen um so längeren Weg $K_1 K_2$ zurückzulegen, bevor die Spannung auf die während des Saugens nothwendige Grösse gesunken ist.

Durchmesser und Hubzahl des Kolbens. Es seien O der Querschnitt und s der Hub des Kolbens, n die Zahl Cylinderfüllungen oder einfacher Kolbenläufe pr. Minute, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit, φ der Windeffekt des Gebläses sammt Windleitung, M_s das pr. Minute zu liefernde, auf Temperatur und Spannung des Saugraumes reduzirte Luftvolum, so ist bei einem doppeltwirkenden Cylindergebläse $2Os$ das pr. Kolbenhub und $n\,2Os$ das pr. Minute angesaugte theoretische Luftvolum, und da der Windeffekt φ das Verhältniss von M_s zu diesem Volum bedeutet, hat man

$$\varphi = \frac{M_s}{n\,2Os};$$

hieraus folgt die Kolbenfläche O

$$O = \frac{M_s}{2\varphi n s}.$$

Ferner ist der Weg, den der Kolben in der Minute zurücklegt,

$$ns = 60v;$$

aus dieser Gleichung ergibt sich die Anzahl n einfacher Kolbenläufe pr. Minute

$$(1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad n = 60\,\frac{v}{s};$$

steht die Kolbenstange durch Schubstange und Kurbel mit einer rotirenden Welle in Verbindung, so ist n zugleich die doppelte Zahl Umdrehungen dieser Welle pr. Minute.

Führt man den Werth (1) in die obige Gleichung für O ein, so erhält man

$$(2) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad O = \frac{M_s}{120\,\varphi v},$$

und hieraus ergibt sich auf bekannte Art der Cylinderdurchmesser.

In der Regel wird nicht M_s, sondern das auf 0^0 und $0{\cdot}76^m$ Barometerstand reduzirte Luftvolum pr. Minute M_o gegeben sein. Man hat daher M_s aus M_o zu berechnen, und zwar ist nach Formel (27) und (26) der allgemeinen Gebläsetheorie

$$M_s = f_1\,M_o = (1 + \alpha t_s)\,\frac{\beta}{b}\,M_o,$$

worin $\alpha = 0{\cdot}003665$, t_s die Temperatur der angesaugten Luft, b der Barometerstand, $\beta = 0{\cdot}76^m$ Quecksilber der Normalbarometerstand ist. Es sind nun t_s und b, daher M_s bei gegebenem M_o veränderlich; soll also die Kolbenfläche O für jeden Fall ausreichen, so muss in (2) für M_s der grösste Werth, daher oben für t_s die höchste voraussichtliche

Temperatur der angesaugten Luft und für b der niedrigste Barometerstand gesetzt worden.

Ueber die in den Formeln (1) und (2) vorkommenden Werthe φ, v und s folgt unten das Nähere.

Ergibt sich die berechnete Kolbenfläche O für einen Cylinder zu gross, so nimmt man deren mehrere an; ist Z die Zahl der Cylinder, so wird der Querschnitt o eines jeden derselben

$$o = \frac{O}{Z},$$

da sich die Windmenge M, gleichförmig auf dieselben vertheilt. Je mehr Cylinder das Gebläse enthält, desto gleichförmiger ist die Bewegung und die Windlieferung, desto kleiner ergibt die später auszuführende Berechnung das Volum des Regulators. Auch können während der Reparatur eines Cylinders die übrigen bei schnellerem Gange die nöthige Windmenge liefern; der Betrieb ist also nicht unterbrochen. Endlich erhalten die Theile des Gebläses kleinere Dimensionen, wodurch die Anfertigung, Montirung und spätere Reparaturen erleichtert sind.

Das Gebläse selbst wird aber dessen ungeachtet kostspieliger, denn der Aufwand für die Herstellung der Cylinder und zugehörigen Theile vermindert sich nicht in gleichem Maasse, wie deren Querschnitt, desgleichen sinkt der Wirkungsgrad, weil die Summe der Umfangslinien der Kolben, daher die Kolbenreibung und der wegen undichten Schlusses der Liederung eintretende Luftverlust wachsen.

Gegenwärtig pflegt man, um zu colossale Dimensionen zu vermeiden, den Cylinderdurchmesser nicht über 2·5 bis 3^m zu steigern, und bei Gebläsen, wo es auf ungestörten Betrieb ankommt, wie für Eisenhochöfen, mindestens zwei Cylinder anzunehmen, deren einer bei forcirtem Betriebe den Ofengang ungestört zu erhalten gestattet, wenn auch die Produktion dabei sinken muss.*)

Länge des Kolbenschubes. Ein kurzer Kolbenlauf s ist insofern vortheilhaft, als dabei der Cylinder und mehrere andere Maschinentheile kürzer ausfallen, die Kolbenstange bei liegenden Gebläsen vom Gewichte des Kolbens weniger gebogen wird, und der Regulator, wie später gezeigt wird, ein kleineres Volum erhält. Die Anzahl n der Kolbenläufe wird jedoch, wie die Formel (1) zeigt, grösser; dies hat den Nachtheil, dass die schädlichen Einflüsse, welche den Kolbenwechsel begleiten, entsprechend

*) Die grössten Cylinderdimensionen kommen bei englischen Gebläsen vor, z. B. zu Dowlais bei Merthyr-Tydwill $3·66^m$ Durchmesser und Hub (Revue universelle, 11. Bd., S. 13); ebenso auf den Ebbv-Vale Eisenwerken.

öfter vorkommen. Namentlich sinkt dadurch der Windeffekt, wie sich deutlich daraus zeigt, dass die Wege KK_2 und K_3K_4, Fig. 18, welche der Kolben zurücklegt, ohne zu saugen, ungeändert bleiben und ihr Verhältniss zum ganzen Kolbenlauf grösser wird, wenn dieser selbst kleiner ist.

Man pflegt den Kolbenlauf ebenso gross oder etwas kleiner als den Cylinderdurchmesser zu nehmen.

Eine merkliche Ausnahme von dieser Regel bilden neuere englische Gebläse, von Gjers ausgeführt, bei welchen der Hub nur halb so gross ist als der Durchmesser, z. B. ersterer gleich $1{\cdot}22^m$, letzterer gleich $2{\cdot}44^m$.

Kolbengeschwindigkeit. Eine grosse Kolbengeschwindigkeit v ist aus mehreren Gründen vortheilhaft. Ist v gross, so wird nach Formel (2) die Kolbenfläche klein; es erhalten mithin der Cylinder und mehrere davon abhängige Theile geringere Dimensionen. In allen Maschinentheilen herrscht eine geringere Spannung und sie können schwächer construirt werden.. Der Luftverlust wegen undichter Kolbenliederung wird geringer, der Effektverlust durch Reibung des Kolbens wächst nicht in gleichem Maasse mit der Geschwindigkeit, weil die Peripherie des Kolbens, mithin die Reibung selbst kleiner ist.

Dagegen sinken, wie nachgewiesen, der Wirkungsgrad und Windeffekt, und ein besonderes Hinderniss gegen zu grosse Geschwindigkeit bildet das dabei eintretende heftige Schlagen der Ventile, welches ein baldiges Verderben und daher häufige Reparaturen dieser Theile zur Folge hat.

Die Geschwindigkeit des Kolbens nimmt vom Anfange des Hubes an zu, erreicht in dem mittleren Theile des Kolbenlaufes ihr Maximum und nimmt von da an bis zu Ende des Hubes wieder ab. Um das starke Schlagen der Ventile zu verhüten, ist nun blos erforderlich, dass der Anfangs- und Endlauf des Kolbens nicht zu rasch erfolge. Nimmt man an, dass bei der Bewegung durch eine gleichförmig rotirende Kurbel der Weg, den der Kolben in gegebener Zeit t von der Endstellung an zurücklegt, eine gewisse Grösse s_1 nicht überschreiten solle, so lässt sich danach die mittlere Kolbengeschwindigkeit v bestimmen. Sei nämlich Fig. 171 $AQ = s$ der ganze Kolbenlauf, AO die Stellung der Kurbel im todten Punkte, $AP = s_1$; zieht man KP senkrecht auf AQ und verbindet K mit O, so ist $KOA = \omega$ der Winkel, um welchen die Kurbel sich dreht, während der Kolben den Weg s_1 zurücklegt, — wenn man davon absieht, dass die Richtung SK der Schubstange nicht genau parallel bleibt. Nun ist

$$s_1 = AO - PO = \frac{s}{2} - \frac{s}{2} \cos\omega = \frac{s}{2}(1 - \cos\omega).$$

Bezeichnet ferner $\mathfrak{v}$ die als constant angenommene Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel, so hat man, da der Kurbelzapfen den Weg $AK = \frac{s}{2}\omega$ in derselben Zeit t zurücklegt, wie der Kolben den Weg s_1,

$$\frac{s}{2}\omega = \mathfrak{v}t, \quad \omega = \frac{2\mathfrak{v}t}{s},$$

es wird mithin

$$s_1 = \frac{s}{2}\left(1 - \cos\frac{2\mathfrak{v}t}{s}\right)$$

$$\cos\frac{2\mathfrak{v}t}{s} = 1 - 2\frac{s_1}{s}$$

$$\mathfrak{v} = \frac{s}{2t}\,arc\,\cos\left(1 - 2\frac{s_1}{s}\right).$$

Da aber v die mittlere Kolbengeschwindigkeit bedeutet, hat man bekanntlich $v = \frac{2}{\pi}\mathfrak{v}$, daher

$$v = \frac{s}{\pi t}\,arc\,\cos\left(1 - 2\frac{s_1}{s}\right).$$

Die zulässige Geschwindigkeit v lässt sich daher ausdrücken durch

$$v = As\,arc\,\cos\left(1 - \frac{B}{s}\right),$$

wobei A und B constante Grössen bedeuten. Nach den wirklichen Ausführungen kann man $A = \frac{3}{8}$, $B = \frac{3}{2}$ für den Meter als Längeneinheit, daher

$$v = \frac{3s}{8}\,arc\,\cos\left(1 - \frac{3}{2s}\right)$$

setzen. Hiermit ergibt sich nämlich

für $s =$	1	1·3	1·6	2	2·5	3^m
$v =$	0·8	0·86	0·92	1	1·1	$1·2^m$,

welche Werthe als mässig und für einen guten Betrieb geeignet zu betrachten sind.

Wendet man Ventile von kleinen Dimensionen und in grösserer Zahl an, so können die angegebenen Geschwindigkeiten bis um etwa 20 Prozente gesteigert werden. Bei Schiebergebläsen, wo die Ventile sich nicht selbstthätig, sondern durch den Mechanismus der Gebläsemaschine bewegen, dann bei Bessemergebläsen mit Kautschukringen als Ventilen steigt,

allerdings zum Nachtheile der letzteren, die Geschwindigkeit bis 2^m und darüber.

Sollen bei Einstellung eines Cylinders die übrigen durch vergrösserte Geschwindigkeit eine genügende Windmenge liefern, so ist die normale Geschwindigkeit entsprechend kleiner zu nehmen.

Ferner mag hier nochmals darauf hingewiesen werden, dass bei hohem Barometerstande b und insbesondere bei niedriger Temperatur t_s des Gebläseraumes, also im Winter, das Gebläse mit einer merklich kleineren als der angenommenen Geschwindigkeit v arbeiten wird, um die gegebene reduzirte Windmenge M_o zu liefern (vergl. „Betrieb der Gebläse" in der allgemeinen Gebläsetheorie). Bei Berechnung von O nach (2) wurde nämlich für M_s der grösste Werth eingesetzt; wenn nun t_s ab- und b zunimmt, muss M_s kleiner werden, wenn M_o constant bleiben soll; dies erfolgt aber, wie (2) zeigt, bei gegebenem O nur dann, wenn man v vermindert.

Windeffekt und Wirkungsgrad. Der Windeffekt φ wird herabgesetzt durch den Einfluss des schädlichen Raumes und des Rückströmens der Luft durch die Ventile; durch die Undichtheit der Kolbenliederung, der Ventile und der Verbindungen bei den Röhren und sonstigen Behältern, welche die Luft durchströmt. Diese Verluste wachsen sämmtlich mit der Spannung der letzteren, der schädliche Raum und die Rückströmung vermindern φ um so mehr, je kürzer bei sonst gleichen Dimensionen der Kolbenlauf ist.

In den günstigsten Fällen beträgt der Windeffekt des Cylindergebläses ohne Windleitung 0·9 und darüber; es dürfen jedoch nicht die günstigten, sondern müssen mittlere Betriebsverhältnisse der Berechnung zu Grunde gelegt werden. Es ist daher gerathen, den Windeffekt des Gebläses sammt Windleitung nicht grösser als 0·7 zu setzen. Für Bessemergebläse kann man bei 2 bis 3 Atmosphären Ueberdruck φ gleich 0·6 bis 0·5 nehmen.

Der Wirkungsgrad ε des Gebläses sammt Windleitung, jedoch ohne Kraftmaschine, kann gleich 0·7 angenommen, und sodann die Berechnung der Betriebskraft nach S. 52 ausgeführt werden.

Kolben und Kolbenstange.

Grundform des Kolbens. Diese ist durch die Fig. 19 im Vertikalschnitte dargestellt. Der Gebläsekolben besteht aus einer gusseisernen Platte p, in deren Mitte sich eine Nabe befindet, welche zur Befestigung der Kolbenstange k dient. Von der Nabe laufen Rippen a radial bis zu einer cylindrischen Wand w, ausserhalb deren, bei l, die Liederung

angebracht wird; die Form des Kolbenrandes hängt von der Art der Liederung ab. Der Kolben ist durch einen gusseisernen Deckel *d* abgeschlossen, welcher an Verstärkungen der Wand *w* festgeschraubt werden kann.

Vortheilhaft ist es, wenn der Kolben bei genügender Festigkeit leicht ausfällt, weil dann bei liegenden Cylindern der Druck zwischen dem Kolben und seiner Unterlage, mithin die Abnützung der Liederung und des Cylinders geringer wird. Aus dem Bestreben, den Kolben leicht zu machen, entspringen die Construktionen, bei welchen entweder der Deckel allein oder Deckel und Bodenplatte durch Blechscheiben gebildet sind. Im letzteren Falle besteht der Kolben aus Nabe, Kranz und Armen, welche nach Fig. 28 einen kreuz- oder nach Fig. 27 einen Iförmigen Querschnitt erhalten; die Mittelrippe in Fig. 27 kann auch durchbrochen werden. Die Schnitte Fig. 27 und 28 sind senkrecht zur Armrichtung, und ihre vertikale Mittellinie parallel zur Kolbenstange zu denken. Endlich fertigt man den Kolben ganz aus Schmiedeeisen.

Bei grossen Dimensionen können die gusseisernen Rippenstücke aus 2 Theilen bestehen, welche längs eines Durchmessers zusammenstossen und durch Schrauben verbunden sind.

Am Umfange des Kolbens wird die Liederung angebracht, für welche gegenwärtig Metalle oder Leinwand die gebräuchlichsten Materialien sind. Der Durchmesser des Kolbenkörpers soll etwas geringer als der des Cylinders sein, damit nur die etwas vorstehende Liederung die Innenfläche des letzteren berühre.

Bei grösseren Kolben pflegt man die Höhe von der Nabe an gegen aussen abnehmen zu lassen und dadurch annähernd die Form eines Körpers von gleicher Festigkeit zu erzielen.

Bei der Construktion ist noch auf Verminderung des schädlichen Raumes thunlichst zu achten. Die Höhlung des Kolbens würde zu Ende des Hubes den schädlichen Raum vergrössern; es wird daher entweder der Raum zwischen den Rippen *a*, Fig. 19, mit passend geschnittenen Holzstücken ausgefüllt, oder, wie bemerkt, durch Deckplatten abgeschlossen. Soll ferner der schädliche Raum klein werden, so muss sich der Kolben bis ganz nahe an den Deckel des Cylinders bewegen können. Aus dieser Ursache sind Vorragungen, z. B. Schraubenköpfe, an der Kolbenfläche thunlichst zu meiden; wo dies nicht angeht, wie z. B. bei der Verbindung der Kolbenstange mittelst Schraubenmutter, bringt man am Deckel eine entsprechende Vertiefung an, in welcher die Mutter Platz findet, wenn der Kolben am Ende seines Hubes ist. An den Cylinderdeckeln befinden sich meist gegen den Cylinder hin

offene Kanäle, welche die Verbindung mit den Ventilen herstellen und zu Ende des Kolbenschubes mit verdichteter Luft gefüllt bleiben. Es kommt daher vor, dass man am Kolben geschlossene Blechkästen von entsprechender Form befestigt, welche zu Ende des Hubes in diese Vertiefungen eintreten.

Kolbenstange. Diese wird aus Schmiedeeisen oder Stahl, bei liegenden Gebläsen zur Verminderung der Einbiegung durch das Kolbengewicht öfters hohl und im letzteren Falle auch aus Gusseisen hergestellt. Bei liegenden Gebläsen ist sie meist über den Kolben hinaus verlängert und durch Stopfbüchsen in beiden Cylinderdeckeln geführt.

Um dieselbe am Kolben zu befestigen, wird die Nabe konisch gebohrt, die Kolbenstange an der entsprechenden Stelle verstärkt, konisch abgedreht und durch einen Keil in der Nabe befestigt.

Ist das Ende der Kolbenstange mit dem Kolben zu verbinden, so kann die Befestigung in gleicher Art erfolgen, oder die Kolbenstange erhält einen Anlauf und wird durch eine Schraubenmutter angezogen, deren Losdrehen ein Stift oder eine Gegenmutter hindert.

Hohle Kolbenstangen können in gleicher Art verbunden werden und müssen dann an entsprechender Stelle aussen konisch geformt sein, oder es wird aussen eine starke Flantsche angebracht, welche an die Kolbennabe stösst und durch eingedrehte Schrauben an dieser befestigt wird.

Der Durchmesser einer massiven Kolbenstange kann nach den Regeln für die rückwirkende Festigkeit langer Stäbe ermittelt werden, indem man die Formel

$$(3) \quad \ldots\ldots\ldots \quad P = \frac{\varepsilon}{16}\,\pi^2\left(\frac{d}{l}\right)^2\,\frac{d^2\pi}{4}$$

anwendet, in welcher P den auf die Stange in deren Längenrichtung wirkenden Druck, d den Durchmesser und l die Länge der Stange und ε den Modulus der Elastizität bedeuten. Ist nun p der Ueberdruck der Gebläseluft in Kil. pr. Quadratcent. und D der Durchmesser des Kolbens, so hat man

$$P = p\,\frac{D^2\pi}{4}.$$

Bei der Berechnung der Kolbenstangen wird aber 30—50fache Sicherheit angewendet, daher man in obige Gleichung

$$P = 40\,p\,\frac{D^2\pi}{4}$$

einführen kann. Ferner ist für Schmiedeeisen pr. Quadratcent.

$$\varepsilon = 2000000 \text{ Kil.},$$

und da der Kolbenhub meist ungefähr gleich dem Durchmesser genommen wird, kann man

$$l = 1{\cdot}5\ D$$

setzen. Führt man diese Werthe oben ein, so ergibt sich

$$40\ p\ D^2 = \frac{2000\,000}{16}\ \pi^2 \left(\frac{d}{1{\cdot}5\ D}\right)^2 d^2$$

$$d^4 = \frac{16 . 40 . 1{\cdot}5^2}{2000\,000\ \pi^2}\ p\ D^4$$

$$d = 0{\cdot}092\ D\ \sqrt[4]{p}.$$

Nachdem der Druck von 1 Atmosphäre auf den Quatratcentimeter nahe gleich 1 Kil. ist, bedeutet hierin p zugleich den Ueberdruck der Gebläseluft in Atmosphären.

Da bei der Grösse des Gebläsekolbens eine ungleiche Reibung am Umfange desselben leichter seitliche Schwankungen, mithin eine Biegung der Kolbenstange veranlasst, gibt man die Vorschrift, dass der Querschnitt derselben doppelt, also der Durchmesser 1·414mal so gross sein solle als bei Dampfmaschinen, wo bei gleichem Gesammtdruck die Kolbenfläche bedeutend kleiner ist. Diese Regel bezieht sich jedoch nur auf Gebläse mit geringerer Spannung, während bei Bessemergebläsen mit 2 bis 3 Atmosphären Ueberdruck die Kolbenstange in derselben Art in Anspruch genommen wird, wie bei Dampfmaschinen. Bei den kleinsten Spannungen aber ergibt sich dann d im Verhältnisse zur Kolbenfläche zu gering. Es ist daher passend,

$$d = \alpha D\ (\beta + \sqrt[4]{p})$$

zu setzen, und die Constanten α und β so zu bestimmen, dass für die kleinste Spannung von etwa $p = 0{\cdot}03$ Atmosphären, d noch immer gleich $0{\cdot}05\ D$, für $p = 2{\cdot}5$ Atmosphären aber gleich dem früher gefundenen Werthe wird. Es soll mithin

$$\alpha D\ (\beta + \sqrt[4]{0{\cdot}03}) = 0{\cdot}05\ D \text{ und}$$

$$\alpha D\ (\beta + \sqrt[4]{2{\cdot}5}) = 0{\cdot}092\ D\ \sqrt[4]{2{\cdot}5} \text{ oder}$$

$$\alpha\ (\beta + 0{\cdot}132) = 0{\cdot}05 \text{ und}$$

$$\alpha\ (\beta + 1{\cdot}26) = 0{\cdot}116$$

werden. Zieht man die obere von der unteren Gleichung ab, so erhält man

$$1{\cdot}13\ \alpha = 0{\cdot}066,\ \alpha = 0{\cdot}058,$$

$$\beta = \frac{0{\cdot}116}{\alpha} - 1{\cdot}26 = 0{\cdot}74,$$

mithin hat man

$$(4) \quad \ldots\ldots \quad d = 0{\cdot}058\, D\, (0{\cdot}74 + \sqrt[4]{p}).$$

Nach dieser Formel wird d gleich 1·414mal dem früher gefundenen Werth, wenn $p = 0{\cdot}13$ Atm. oder die Pressungshöhe nahe gleich 10 Cent. Quecksilber ist. In (4) bedeutet p den Ueberdruck in Atmosphären oder in Kil. pr. Quadratcent.

Ist statt p die Manometerhöhe h in Cent. Quecksilber gegeben, so hat man, da das Gewicht von 1 Cub.-Cent. Quecksilber 0·0136 Kil. beträgt,

$$p = 0{\cdot}0136\, h.$$

Ist die Kolbenstange hohl, so kommt statt (3) die Formel

$$(5) \quad \ldots \quad P = \frac{\varepsilon}{16}\pi^2 \frac{1}{l^2}(d^4 - d_1^4)\frac{\pi}{4} = \frac{\varepsilon}{16}\pi^2 \frac{d^4}{l^2}(1 - \alpha^4)\frac{\pi}{4}$$

zur Anwendung, welche sich von (3) dadurch unterscheidet, dass $d^4(1-\alpha^2)$ statt d^4 erscheint, wobei d_1 den inneren, d den äusseren Durchmesser und α das Verhältniss des ersteren zum letzteren bedeutet. Man erhält also in diesem Falle einen Ausdruck für d, indem man in (4) rechts vom Gleichheitszeichen mit $\sqrt[4]{1-\alpha^4}$ dividirt, wodurch sich ergibt

$$(6) \quad \ldots\ldots \quad d = 0{\cdot}058\, D\, \frac{0{\cdot}74 + \sqrt[4]{p}}{\sqrt[4]{1-\alpha^4}}.$$

Hierin ist das Verhältniss α zwischen dem inneren und dem äusseren Durchmesser mit Rücksicht auf Material und Art der Herstellung der hohlen Stange entsprechend zu wählen.

Für Stahl kann man $\varepsilon = 2{,}500000$, für Gusseisen $\varepsilon = 1{,}000000$ setzen, doch ist für letzteres Material grössere Sicherheit zu nehmen; an Stelle des Coëfficienten 0·058 tritt daher für Stahl der Werth 0·055, für Gusseisen 0·075.

Bei liegenden Gebläsen ist es räthlich, die Kolbenstange nebstdem noch als Balken zu berechnen, der durch die Gleitstücke gestützt und in der Mitte durch das Gewicht des Kolbens belastet ist; es soll sich dabei keine merkliche Einbiegung der Kolbenstange ergeben.

Dimensionen des Kolbenkörpers. Die Höhe des Kolbens an seinem Umfang ergibt sich aus der Breite, welche die Liederung besitzen muss, um einen hinreichend dichten Abschluss zu erzielen. Für Metallliederung kann man wie nach Redtenbacher für Dampfkolben die Breite b der Liederung

$$(7) \quad \ldots\ldots \quad b = 4\left(1 + \frac{D}{100}\right) \text{Cent.}$$

setzen, wobei D den Kolbendurchmesser in Centimetern bedeutet. Für

Leinwandliederung ist eine grössere Breite erforderlich, und zwar findet man

$$(8) \quad \ldots\ldots\ldots \quad b = 5\left(1 + \frac{D}{100}\right) \text{ Cent.}$$

Bei grossen Kolben, welche aus einem Armstern mit beiderseits aufgeschraubten Blechplatten bestehen, kann man die Dimensionen der Arme berechnen. Eine exakte Durchführung dieser Rechnung wird sehr umständlich; für praktische Zwecke dürfte dieselbe hinreichend genau ausfallen, wenn man auf die dünnen Blechplatten, sowie auf den Kranz, welcher die Armenden verbindet, keine Rücksicht nimmt, daher den Fall so betrachtet, als ob jeder von den n Armen durch seine relative Festigkeit dem $n$ten Theil des Gesammtdruckes auf den Kolben Widerstand zu leisten hätte. Auf jeden Fall ergeben sich die Dimensionen dabei nicht zu gering. Ist daher wie früher p der Druck in Atmosphären oder in Kil. pr. Quadratcentimeter, so ist

$$\frac{D^2\pi}{4n}p$$

der Druck auf jeden Arm, dessen Angriffspunkt im Schwerpunkte des Kreisausschnittes mit dem Centriwinkel $\frac{2\pi}{n}$, daher in der Entfernung

$$\frac{4}{3}\frac{\sin\frac{\pi}{n}}{\frac{2\pi}{n}}\frac{D}{2},$$

oder, da man für den Sinus annähernd den Bogen setzen kann, in der Entfernung

$$\frac{D}{3}$$

vom Mittelpunkte liegt; das statische Moment des Druckes der Gebläseluft ist daher

$$\frac{D^2\pi}{4n}p\frac{D}{3} = \frac{\pi}{12}\frac{p}{n}D^3.$$

Rechnet man dazu 0·1 des Druckes für die Kolbenreibung, welche in der Entfernung $^1/_2 D$ vom Mittelpunkte wirkt, deren statisches Moment daher

$$\frac{D^2\pi}{40n}p\frac{D}{2} = \frac{\pi}{80}\frac{p}{n}D^3,$$

ist, so ergibt sich das ganze statische Moment der biegenden Kraft

$$M = \left(\frac{1}{12} + \frac{1}{80}\right)\pi\frac{p}{n}D^3 = \frac{0{\cdot}3p}{n}D^3.$$

Für den kreuzförmigen Querschnitt Fig. 28 kann die Stärke der Querrippe vernachlässigt werden, daher ist, wenn a die Dicke und h die Höhe der Hauptrippe bedeuten,

$$M = \frac{0{\cdot}3p}{n} D^3 = \mathfrak{B} \frac{ah^2}{6}$$

zu setzen, wobei $\mathfrak{B}$ den Coëfficienten für relative Festigkeit bedeutet. Da der Widerstand des Kranzes und der Deckplatten vernachlässigt wurde, kann man $\mathfrak{B} = 400$ setzen; nimmt man ferner $a = \frac{1}{6} h$, so ergibt sich aus obiger Gleichung

$$\frac{0{\cdot}3p}{n} D^3 = 400 \frac{h^3}{36},$$

$$(9) \quad \ldots\ldots\ldots \quad h = 0{\cdot}3\, D \sqrt[3]{\frac{p}{n}}.$$

Bei kleinen Pressungen fallen aber nach dieser Formel die Armdimensionen für die Ausführung zu klein aus, und überdies wird der Reibungswiderstand verhältnissmässig grösser, daher man wieder besser thut,

$$h = \alpha D \frac{\beta + \sqrt[3]{p}}{\sqrt[3]{n}}$$

zu setzen, und α und β so zu bestimmen, dass für die kleinste Pressung $p = 0{\cdot}03$ und grösste Armzahl $n = 12$ die Höhe h noch immer gleich $0{\cdot}1\, D$, und erst für $p = 2{\cdot}5$, h dem oben gefundenen Werthe gleich wird. Dadurch erhält man schliesslich

$$(10) \quad \ldots\ldots\ldots \quad h = 0{\cdot}17\, D \frac{1 + \sqrt[3]{p}}{\sqrt[3]{n}}.$$

Der Iförmige Querschnitt Fig. 27 wird wegen des schwierigen Gusses nur bei grossem Durchmesser, etwa 2^m oder darüber, zur Verminderung des Kolbengewichtes vortheilhaft sein. Bei den grösseren sich ergebenden Armdimensionen kann man die Dicke gleich $\frac{1}{10}$ der Höhe setzen, und behält man die sonstigen in Fig. 27 angedeuteten Verhältnisse bei, so wird das Trägheitsmoment des Querschnittes gleich dem des Rechteckes von der Höhe h und Breite $0{\cdot}6\, h$, weniger dem des Rechteckes von der Höhe $0{\cdot}8\, h$ und Breite $0{\cdot}5\, h$; dasselbe ergibt sich gleich

$$0{\cdot}0467\, h^3,$$

während für einfach rechteckigen Querschnitt das Moment

$$\frac{h^3}{36} = 0{\cdot}0277\, h^3$$

war. Um daher den Ausdruck für h zu erhalten, hat man in der Formel (9) rechts vom Gleichheitszeichen mit

$$\sqrt[3]{\frac{0{\cdot}0277}{0{\cdot}0467}} = 0{\cdot}841$$

zu multipliziren, wodurch sich der theoretische Werth

$$h = 0{\cdot}25\, D \sqrt[3]{\frac{p}{n}}$$

ergibt. Statt dessen kann man ähnlich wie früher

$$(11) \quad \ldots\ldots\ldots h = 0{\cdot}15\, D \frac{0{\cdot}9 + \sqrt[3]{p}}{\sqrt[3]{n}}$$

setzen, wobei die Constanten so bestimmt sind, dass für $p = 0{\cdot}03$ und $n = 12$, $h = 0{\cdot}08\, D$, ferner für $p = 2{\cdot}5$, h gleich dem theoretischen Werthe wird.

Für schmiedeeiserne Arme von einfach rechteckigem Querschnitt kann man $\mathfrak{B} = 800$, die Armstärke gleich $\frac{1}{10}$ der Armhöhe h setzen und für h den folgenden Ausdruck anwenden:

$$(12) \quad \ldots\ldots\ldots h = 0{\cdot}19\, D \frac{0{\cdot}64 + \sqrt[3]{p}}{\sqrt{n}},$$

worin die Constanten so bestimmt sind, dass für $p = 0{\cdot}03$ und $n = 12$, h gleich $0{\cdot}08\, D$, und für $p = 2{\cdot}5$, h gleich dem theoretischen Werthe wird.

Die Höhe der Arme kann von der Mitte gegen aussen bis auf die durch die Breite der Liederung bestimmte Kranzhöhe abnehmen; ist letztere grösser als h, so gebe man den Armen constant die Höhe des Kranzes. Die gewölbte Form der Deckplatten, welche auch gekrümmte Cylinderdeckel erfordert, wird überhaupt nur bei grossen Dimensionen der ebenen vorzuziehen sein.

Die Zahl der Arme kann genommen werden wie folgt:

	für $p < 0{\cdot}5$	(Bessemergebläse.) $p > 1$
und D bis $0{\cdot}6^m$	4	4
$D = 0{\cdot}6$ „ 1^m	4	6
„ 1 „ 1·5	6	8
„ 1·5 „ 2	8	12
„ 2 „ 3	12	—

Bei Kolben mit angegossenem Boden, Fig. 19, kann man mit der Armhöhe bedeutend unter den durch (9) gegebenen Werth herabgehen, und etwa die Formel (10) anwenden, da der Boden beträchtlich zur Verstärkung beiträgt; die Stärke des Bodens kann gleich der Armdicke $= \frac{h}{6}$ genommen werden.

Dimensionen der Nabe. Die Länge der Nabe ergibt sich aus der Armhöhe h, sollte jedoch nicht kleiner werden als $^5/_4$ von der nach (4) berechneten Dicke der massiven schmiedeeisernen Kolbenstange; die Stärke der Nabe ist bei Kolbendurchmessern D bis zu 1^m gleich 0·5, für $D > 1^m$ gleich 0·4 des genannten Werthes von d zu nehmen. Ein Bruch des Kolbens Fig. 26 kann nun nach der geraden durch die Nabe gehenden Linie ab oder nach der gekrümmten die Arme schneidenden Linie acb erfolgen; auf nachstehende Art lässt sich controliren, ob die Nabe bei den angegebenen Dimensionen gegen die erstere Art des Bruches hinlänglich sicher sei, indem man wie bei Berechnung der Arme von dem Widerstande des Kranzes und der Deckplatten absieht und $^1/_{10}$ des Gesammtdruckes auf Reibung zuschlägt. Der Luftdruck auf die halbe Kolbenfläche ist

$$\frac{D^2\pi}{8}p,$$

die Entfernung des Schwerpunktes der Halbkreisfläche vom Mittelpunkte gleich

$$\frac{2}{3}\frac{D}{\pi},$$

daher das statische Moment des Luftdruckes

$$\frac{pD^3}{12};$$

das statische Moment der Kolbenreibung gleich

$$\frac{D^2\pi}{80}p\left(\frac{D}{\pi}\right) = \frac{pD^3}{80},$$

wobei der eingeklammerte Ausdruck die Entfernung des Schwerpunktes des Halbkreisbogens vom Mittelpunkte bedeutet. Das gesammte statische Moment der brechenden Kraft ist mithin

$$pD^3\left(\frac{1}{12}+\frac{1}{80}\right) = 0{\cdot}0958\,pD^3,$$

und bezeichnet a_1 die Stärke, h_1 die Länge der Nabe, $\mathfrak{B}$ den Festigkeitscoëfficienten, so hat man

$$0{\cdot}0958\,pD^3 = 2\mathfrak{B}\frac{a_1 h_1^2}{6}$$

zu setzen; nimmt man $\mathfrak{B} = 400$, so folgt hieraus

$$(13) \quad \ldots \ldots \quad a_1 = 0{\cdot}0007\, p\, \frac{D^3}{h_1^2} \text{ Cent.},$$

worin D und h_1 in Centimetern einzusetzen sind.

Beispiele. 1) Es sei die Pressung $h = 3$ Cent. Quecksilber, der Kolbendurchmesser $D = 1^m$, so wird

$$p = 0{\cdot}0136\, h = 0{\cdot}0408 \text{ Atm.}$$

und es ergibt sich der Durchmesser einer schmiedeeisernen Kolbenstange aus (4)

$$d = 0{\cdot}069\, D = \text{rund } 7 \text{ Cent.}$$

Nimmt man ferner $n = 6$ Arme von kreuzförmigem Querschnitt, so ergibt sich aus (10) die Armhöhe h, dann die Armdicke a

$$h = 0{\cdot}093\, D = 0{\cdot}093^m, \; a = \frac{h}{6} = 0{\cdot}015^m;$$

die Breite einer Leinwandliederung nach (8)

$$b = 10 \text{ Cent.},$$

was mit der Armhöhe nahe stimmt, daher man letztere constant nehmen wird; die Länge h_1 der Nabe wird sich bei der Construktion etwas grösser als die Armhöhe, etwa gleich $0{\cdot}14^m$ ergeben, und nimmt man deren Stärke $a_1 = 0{\cdot}5\, d = 3{\cdot}5$ Cent., so ist diese Stärke ausreichend, da nach (13) der kleinste Werth für a_1 nur

$$a_1 = 0{\cdot}146 \text{ Cent. ist.}$$

2) Es sei für ein Hochofengebläse $h = 0{\cdot}2^m$, daher $p = 0{\cdot}272$ Kil., der Kolbendurchmesser $D = 3^m$. Der Durchmesser einer massiven schmiedeeisernen Kolbenstange wird nach (4)

$$d = 0{\cdot}085\, D = 0{\cdot}25^m;$$

soll die Kolbenstange hohl und aus Stahl gefertigt werden, so ergibt sich aus (6), indem man 0·055 statt 0·058 setzt,

$$d = \frac{0{\cdot}0804\, D}{\sqrt[4]{1-\alpha^4}} = \frac{0{\cdot}241}{\sqrt[4]{1+\alpha^4}};$$

nimmt man das Verhältniss α des inneren zum äusseren Durchmesser gleich 0·8, so ergibt sich

$$d = 0{\cdot}276, \; d_1 = 0{\cdot}221^m,$$

daher die Wandstärke $\frac{d-d_1}{2} = 0{\cdot}0275^m$.

Bei $n = 12$ Armen mit Iförmigem Querschnitt wird ferner nach (11) die Armhöhe

$$h = 0{\cdot}10\, D = 0{\cdot}3^m,$$

die Breite des Armes oben und unten wird

$$0{\cdot}6\, h = 0{\cdot}18^m$$

uud die Stärke $0{\cdot}1\, h = 0{\cdot}03^m$. Die Höhe einer Metallliederung ergibt sich aus (7) gleich $0{\cdot}16^m$, daher die Armhöhe gegen den Umfang zu abnehmen kann.

Die Länge der Nabe h_1 wird etwa gleich $0{\cdot}31^m$, die Stärke

$$a_1 = 0{\cdot}4\, d = 0{\cdot}1^m,$$

was hinreicht, da nach (13) a_1 nur wenigstens gleich 5·4 Cent. sein soll.

3) Es sei endlich für ein Bessemergebläse $p = 2\,5$, $D = 1{\cdot}5^m$, die Zahl der Arme gleich 8; nimmt man einen Kolben mit rechteckigen Rippen und angegossenem Boden, so kann man die Armhöhe nach (10) bestimmen und erhält

$$h = 0{\cdot}2\,D = 0{\cdot}3^m,$$

die Armdicke gleich $0{\cdot}1\,h = 0{\cdot}03^m$, der Boden kann ebenso stark gemacht werden. Der Durchmesser der schmiedeeisernen Kolbenstange folgt aus (4)

$$d = 0{\cdot}116\,D = 0\,174^m$$

die Länge der Nabe wird circa $0{\cdot}3^m$, ihre Stärke gleich $0{\cdot}4\,d = 0{\cdot}07^m$, was genügend ist, da nach (13) nur $a_1 = 6{\cdot}6$ Cent. sein soll.

Die Höhe einer Metallliederung wird nach (7) gleich $0{\cdot}1^m$, die Armhöhe kann daher gegen den Umfang bedeutend abnehmen.

Liederung. Der wichtigste Theil des Kolbens ist die Liederung. Dieselbe soll dicht schliessen, ohne viel Reibung zu verursachen, und dauerhaft sein, also wenig Reparatur benöthigen, damit der Gebläsebetrieb nicht zu oft unterbrochen werden muss.

Als Material zur Liederung werden entweder weiche Stoffe, wie Leder, Leinwand u. s. w., oder feste Körper, Metalle, benützt. Erstere schmiegen sich leichter an die Cylinderwand, unterliegen jedoch einer rascheren Abnützung als Metalle, besonders bei höherer Spannung, wo das Material stärker an die Cylinderwand gedrückt werden muss, um dicht zu schliessen. Für Bessemergebläse eignet sich wohl nur Metalliederung. Endlich hat man Kolben ohne eigentliche Liederung, bei welchen nur der Umfang eine entsprechende Gestalt erhält, um den Luftdurchgang möglichst zu erschweren.

Das Andrücken der Liederung erfolgt durch Federn, bei Metallringen auch durch die eigene Elastizität, oder durch die Spannung der verdichteten Gebläseluft; im letzteren Falle heisst die Liederung eine autoclave. Gegen letztere wendet man ein, dass sie wenigstens bei kleiner Pressung der Gebläseluft nicht dicht schliesst, bei starker Pressung aber zu viel Reibung verursacht.

Die Einrichtung der Liederung ist für die Construktion des Kolbenumfanges massgebend; die folgende Beschreibung der vorkommenden Liederungen umfasst daher zugleich Beispiele für verschiedene Kolbenconstruktionen.

Kolben mit Leder-, Hanf- oder Holzliederung. Hierher gehört die Stulpliederung Fig. 22 und 31. Die Stulpe *ll* sind Lederringe, aus einzelnen Streifen bestehend, welche mit zugeschärften Enden so zusammengelegt werden, dass sie einen hohlen Cylinder von geringer Höhe bilden, dem gewöhnlich durch Pressen über einer Holzform die aus der Zeichnung ersichtliche Form ertheilt wird. Die Ränder der Lederstreifen, welche die innere Cylinderwandung berühren, werden ebenfalls zugeschärft, um einen besseren Anschluss zu erzielen. Aufgeschraubte Ringe *r*,

welche entweder gegossen oder aus Holzsegmenten zusammengesetzt sind, befestigen die Lederstreifen. Da stets auf einer Seite des Kolbens verdichtete Luft vorhanden ist, wird immer einer der beiden Stulpe an die Cylinderwand angedrückt und hierdurch ein dichter Schluss erzielt.

Fig. 23 stellt die sogenannte verkehrte Stulpliederung dar; *w* ist eine cylindrische Wand, ausserhalb welcher zwei Lederstulpe *ll* auf die aus Segmenten bestehenden Holzringe *hh* aufgelegt sind; ein gusseiserner Ring *r* und Schrauben halten das Gauze zusammen. Der Raum zwischen den Holzringen *h* und den Stulpen *l* ist mit Wolle ausgefüllt, welche fest eingestopft wird und daher die Lederstulpe an die Cylinderwand andrückt. Zwischen den Rippen *R* des Kolbens sind zur Verminderung des schädlichen Raumes Holzstücke eingesetzt.

Fig. 39 zeigt eine autoclave Liederung. Auf der Bodenplatte *p* des Kolbens liegt der Holzkörper *K*, welcher an der unteren Seite mit Ausschnitten für die radial verlaufenden Kolbenrippen versehen ist, und eine ringförmige Höhlung enthält, welche durch zahlreiche Löcher mit dem Raume an der Peripherie des Kolbens in Verbindung steht. Dieser Raum enthält eine Wollfüllung, welche der Lederstreif *l* einschliesst; ein Gusseisenring *g* und Schrauben dienen zur Befestigung am Kolben. Oeffnungen mit Ventilen *uv*, die sich nur gleichzeitig bewegen können, verbinden die Höhlung im Kolben mit jenem Cylinderraume, welcher die verdichtete Luft enthält; die Spannung derselben pflanzt sich wegen der radialen Löcher auf die Liederung fort und erhält den dichten Schluss. Die ringförmige Höhlung im Kolben vergrössert jedoch den schädlichen Raum, und ausserdem veranlassen die Ventile *uv* Luftverluste. Diese Liederung ist daher nicht besonders zu empfehlen.

Lederliederung überhaupt ist selten mehr in Verwendung, weil sie bei grösserer Geschwindigkeit nicht die erforderliche Dauer besitzt.

Hanfzöpfe geben als Liederung keinen dichten Schluss, werden daher nicht mehr verwendet.

Filz mit untergelegtem Leder ist bei einem neueren Gebläse der Georgs-Marienhütte in Anwendung, dessen Kolben Fig. 21 in der Ansicht mit abgenommener Deckplatte, Fig. 20 im radialen Schnitte zeigen.*) Der Kolbenkörper besteht aus Nabe, Kranz und Armen, welche letztere, 12 an der Zahl, Iförmigen Querschnitt besitzen und zur Verminderung des Gewichtes nach Fig. 20 durchbrochen sind; der Kolben ist zweitheilig, die beiden Stücke sind längs der Mittelrippen der zwei zusammentreffenden Arme durch Schrauben verbunden; die Nabe ist an einer

*) Die Georgs-Marienhütte v. Funk und Wintzer, Zeitschr. des Architekten- u. Ing.-Vereines zu Hannover, 1872, Band 18.

Verstärkung der hohlen Kolbenstange festgeschraubt, das Innere des Kolbens durch runde Blechplatten von 5^{mm} Stärke abgeschlossen. Den Kranz bildet die Wand *w*, an welche einerseits die Flantsche *f* angegossen, anderseits der Gusseisenring *g* festgeschraubt ist. Die Liederung besteht aus einem doppelten und 2 einfachen Stulpen, welche aussen 1 Cent. dick Filz und innen 0·5 Cent. dick Leder enthalten. Hinter den Stulpen liegen Holzsegmente aus Lindenholz, welche durch Schrauben zusammengehalten sind und die Stulpe einklemmen, dann ein 0·5 Cent. starker Blechring. Dieser ist, sowie der Holzring, getheilt, um die Segmente nach aussen drücken zu können. Hierzu dienen Blattfedern *b*, die mittelst Muttern und Bolzen angespannt werden; die Bolzen sind in die Wand *w* eingedreht. Nach Abnahme des Ringes *g* kann die Stellung der Liederung vorgenommen werden.

Von Jacobi in Kladno wurde*) mit gutem Erfolg bei 2·84^{m} Cylinderdurchmesser eine combinirte Leder- und Holzliederung angewendet. An Deckel und Boden des Kolbens schliesst sich je ein Lederstulp; zwischen diesen liegt ein 0·316^{m} hoher und 0·085^{m} dicker Ring aus Segmenten von Weissbuchenholz mit radial gestellten Fasern, welcher durch einen innen angelegten mehrtheiligen Eisenring, Federn und Schrauben in ähnlicher Weise nach aussen gedrückt wird, wie beim Gebläse der Georgs-Marienhütte. Der Kolben wird mit Oel geschmiert.

Kolben mit Leinwandliederung. Die Leinwandliederung ist stark verbreitet, doch haftet ihr mindestens bei hohen Pressungen der Nachtheil rascher Abnützung an.

An der Bodenplatte *p* des Kolbens Fig. 38 ist dabei eine cylindrische Wand *w* aufgegossen, mit Lappen *q* versehen, gegen welche mittelst Schrauben der Eisenring *r* angezogen wird. Zwischen dem Ringe *r* und dem Rande der Platte *p* befindet sich die Liederung *l*. Um dieselbe herzustellen, schneidet man aus Segeltuch von Hanf nach einer Schablone Segmente von 50—60 Cent. Länge und 2—5 Cent. Breite; dabei soll die Schnittlinie, wie Fig. 37 zeigt, unter 45° gegen die Faserrichtungen gehen, damit der Aussenrand der Segmente blos Fadenenden enthält und der Abnützung länger Widerstand leistet. Die Segmente werden in eine Mischung von Leimwasser mit geschlämmtem Graphitpulver getaucht, dann am Kolbenrande Voll auf Fug aufgelegt, durch den Ring *r*, Fig. 38, auf $^3/_4$ ihrer Höhe zusammengepresst und schliesslich noch aussen beschnitten und glatt gefeilt. Zuweilen wird die Leinwand im Ganzen

*) Nach Prof. Gustav Schmidt, Zeitschr. des Oest. Ingenieurvereins, 1872, 9. Heft

aufgespannt und mit der obigen Mischung beiderseits bestrichen, dann erst das Zuschneiden vorgenommen.

Ein besserer Schluss findet statt, wenn der Leinwandring in dem Maasse, als die Abnützung fortschreitet, gegen aussen nachrückt; dies kann durch den Luftdruck selbst oder mittelst Stellschrauben erzielt und durch Theilung des Ringes in Segmente erleichtert werden. Man muss dann aus den Leinwandstreifen ausserhalb des Kolbens einen Ring bilden, denselben zusammennähen, pressen und in Stücke zerschneiden. Der Luftverlust durch die Fugen der Segmente ist nicht bedeutend, weil sich diese bald mit dem angewandten Schmiermittel verlegen.

Fig. 32 zeigt*) eine autoclave Leinwandliederung. Der Kolben besteht aus der Scheibe *k*, deren zugeschärfter Rand als Unterlage für die zwei Leinwandringe *l* dient, welche durch schmiedeeiserne Ringe *r* und Schrauben *s* gehalten werden. Die Spannung der Luft drückt abwechselnd einen und den anderen Leinwandring gegen die Cylinderwand. Nahe am Rande der Scheibe *k* ist beiderseits derselben eine cylindrische Wand angegossen, mit einzelnen Verstärkungen zur Aufnahme der Schrauben *s* versehen. Von denselben laufen Rippen gegen die Nabe. Der Raum zwischen den Rippen ist so weit mit Holz ausgefüllt, dass die Luft noch Zutritt zur Innenseite der Leinwandringe hat.

Eine zum Nachziehen mit Schrauben eingerichtete Leinwandliederung stellt Fig. 29 und 30 dar. *l* ist der Leinwandring, der wie in Fig. 38 durch eine Deckplatte *r* gehalten wird. Den Deckel des Kolbens bildet die an den Ring *r* und an die Kolbenrippen festgeschraubte Blechscheibe *b*. An die Innenseite der Leinwandlage schliesst sich ein Blechcylinder, welcher mittelst der Schrauben *s* gegen die Leinwandringe gedrückt werden kann und aus 4 Theilen zusammengesetzt ist, deren Enden sich etwas übergreifen. Die Schrauben *s* haben ihre Muttergewinde in der Wand *w* und sind mit Gegenmuttern *g* versehen.

Eine andere Stellvorrichtung zeigt Völckner's Gebläsekolben**) Fig. 24 und 25. Der Kolben hat die Form eines Rades, er besteht aus Nabe, Armen und einem Kranze, dessen Querschnitt kreuzförmig ist. *ll* sind die Leinwandringe, zwischen dem Kolbenrande und zwei gusseisernen Ringen *r* eingeschlossen, welche letztere durch Schrauben an die Vorsprünge *v* des Kranzes befestigt werden. *dd* sind zwei Deckscheiben aus Blech, welche den inneren Kolbenraum abschliessen. In

*) Nach Karsten's Eisenhüttenkunde.

**) Berg- und hüttenm. Zeitung, 1854, 13. Bd., S. 134; Dingler p. J. Bd. 131, S. 81; Bd. 152, S. 61.

der Hälfte des Grundrisses sind die Deckscheibe *d* und der Ring *r* weggelassen. An die Innenseite der Leinwandringe schliesst sich wieder ein schmiedeeiserner Ring; *e* sind kleine Excenter, mit Zapfen versehen, welche sich in Bohrungen des Kolbenrandes und der Ringe *r* drehen. Die Zapfen sind nach aussen verlängert, mit aufgeschobenen Sperrrädern versehen und am Ende vierkantig geformt, um einen Schlüssel ansetzen zu können. Dreht man mittelst desselben die Excenter, so drücken diese die Liederung gegen die Cylinderwand; Sperrklinken hindern den Rückgang der Excenter. Das Nachziehen der Liederung erfolgt, ohne wie bei Stellschrauben die Deckplatten *d* zu entfernen; der Kolben muss jedoch von zwei Seiten zugänglich sein, wenn man beide Leinwandringe abgesondert spannen will.

Nebstdem hat Völckner solche Kolben construirt, bei welchen an den Axen der Excenter kleine Zahnräder befestigt sind, die mit einem gemeinschaftlichen von aussen drehbaren Zahnkranz in Eingriff stehen, daher die Liederung nachgezogen werden kann, ohne den Deckel abzunehmen. Ist dadurch auch dieses Geschäft am meisten erleichtert und mit der geringsten Störung des Gebläsebetriebes ausführbar, so wird die ganze Construktion doch für die praktische Anwendung zu complicirt.

Einen mit Leinwandliederung versehenen ganz schmiedeeisernen Kolben, vom Hüttendirektor Enigl bei einem Gebläse in Vordernberg ausgeführt, zeigen Fig. 34 im Schnitte und Fig. 33 in der Ansicht nach abgenommener Deckplatte. Die an der Kolbenstange aufgekeilte Nabe ist geschmiedet und mit einer breiten Nuth versehen; in dieser sind mittelst starker Bolzen *a* die 4 Arme befestigt, deren je zwei aus einem Stück bestehen, und an welche sich der cylindrische Kolbenkranz anschliesst. An beiden Seiten der Arme sind Blechplatten angelegt, welche durch Schrauben *s* am Umfang und nebstdem durch Stehbolzen *b* verbunden sind. Im Kranz sind radiale Stifte *t* eingesetzt und auf diese Federn gesteckt, welche auf einen mehrtheiligen Schmiedeeisenring drücken, der innerhalb der Segmente der Leinwandliederung eingelegt ist. Der Kolben wiegt nur 100 Kil., während das Gewicht des früher verwendeten gusseisernen Kolbens 380 Kil. betrug.

Beim Hochofengebläse in Zeltweg hat sich die Leinwandliederung nicht bewährt und wurde durch Metallringe ersetzt; allerdings waren die Leinwandringe nicht zusammengenäht.

Kolben mit Metallliederung. Die Metallliederung wird für Hochofen- und andere Gebläse mit höheren Spannungen immer allgemeiner. Sie besteht wie bei Dampfkolben aus messingenen, stählernen, schmiede- oder gusseisernen Ringen, welche entweder durch ihre eigene Elasticität,

oder mittelst Federn an die Cylinderwand gedrückt werden. Ausserdem hat man autoclave Metallliederungen.. Die Ringe werden mit etwas grösserem als dem Cylinderdurchmesser gegossen und an einer Stelle ein Stück herausgeschnitten, der Ring zusammengedrückt und auf den Durchmesser des Cylinders abgedreht. Beim Abdrehen, sowie beim Einbringen des Kolbens in den Cylinder werden die Ringe durch Ziehbänder zusammengehalten. Während des Gebrauches dehnt sich der Ring vermöge seiner Federkraft in demselben Maasse aus, als die Abnützung durch die Reibung fortschreitet.

Die Gesammthöhe der Ringe ist nach Formel (7) auf S. 67 zu bestimmen. Gewöhnlich werden zwei oder drei Ringe über einander gelegt. Die Stärke derselben soll nicht zu gering sein, damit das Abdrehen gut von statten geht; so z. B. hat man bei 2^m Cylinderdurchmesser Metallringe von 3·4 Cent. Stärke.

Einen Kolben, bei welchem der Anschluss der Ringe an die Cylinderwand durch besondere mit Schrauben angedrückte Federn unterstützt wird, stellt Fig. 35 und 36 dar. Der gusseiserne Theil desselben besteht aus Nabe, 4 Armen und einem Kranze in Form einer Ringscheibe mit aufgesetzter cylindrischer Wand. Ausserhalb der letzteren befinden sich die zwei Gusseisenringe m; der Deckring r ist durch die Schrauben s befestigt. Zwei Blechscheiben b begrenzen das Innere des Kolbens; die obere derselben ist, sowie der Ring r, im Grundrisse zum Theil weggenommen. Das Spannen der Federn f, welche die Ringe nach aussen drücken, geschieht durch Schrauben t mit Gegenmuttern g, wie beim Kolben Fig. 29.

Einen Kolben mit autoclaver Metallliederung für ein Bessemergebläse, nach Leyser und Stiehler*), zeigt Fig. 47. Der Kolben ist in Einem Stücke gegossen. Zwei Gusseisenringe m, aus je zwei Theilen bestehend, sind in Nuthen am Kolbenrande eingelegt; sie werden durch Kautschukringe nach aussen gedrückt, welche wegen der Bohrungen b abwechselnd der Spannung der verdichteten Luft ausgesetzt sind. Die Ausdehnung der Kautschukringe nimmt für sich schon einen Theil der Luftspannung in Anspruch, die Eisenringe drücken mithin ungeachtet der hohen Pressung nur mässig an die Cylinderwand und die Reibung ist geringer. Um die Stossfugen an den Enden der Kolbenringe zu dichten, sind diese ähnlich wie bei Dampfkolben nach Fig. 51 überblattet; durch die Spalten ab und cd kann keine Luft gegen das Innere dringen, weil dort der Kautschuk- am Gusseisenringe anliegt. Gegen diese Construktion ist jedoch zu bemerken, dass bei Bessemergebläsen die Verdichtungs-

*) Zeitschr. des Oest. Ing.-Vereins, 1863, S. 41.

periode mehr als die Hälfte des Kolbenschubes einnimmt, daher auf einem beträchtlichen Theile des letzteren die Spannung so gering ist, dass die Kautschukringe, wenn sie überhaupt ihren Zweck erfüllen sollen, noch nicht hinreichend ausgedehnt werden, um die Liederung dicht schliessend zu machen, mithin dürfte ein merklicher Luftverlust eintreten.

Die Liederung des Přibramer Schmiedengebläses*) ist durch Fig. 48 und 49 in zwei radialen Schnitten dargestellt. Sie besteht aus einem Stahlringe *s* und zwei aussen an denselben angelegten Gusseisenringen *g*; am Kolbenboden ist eine Wand *w* angegossen, der Liederungsraum durch den an Verstärkungen dieser Wand festgeschraubten Gusseisenring *r*, und die Höhlung des Kolbens durch die Blechplatte *p* abgeschlossen. Die Spannvorrichtung für die Ringe zeigt Fig. 48; sie besteht aus Federn *f*, welche durch Muttern angedrückt werden, die sich auf den in *w* festen Schraubenbolzen *b* drehen lassen. Um zu diesen Muttern zutreten zu können, ist der Gusseisenring *r* an den betreffenden Stellen durchbrochen und jede Oeffnung mit einer abnehmbaren Blechplatte *b* bedeckt.

Oft ist der Ramsbottom'sche Kolben in Verwendung, welcher an der Aussenseite cylindrisch geformt ist und 4 oder mehr eingedrehte Nuthen erhält, in welche federnde Ringe von ungefähr 1 Cent. Höhe und Dicke eingelegt werden. Die Ringe sind an einer Stelle durchschnitten und lassen sich bei ihrem geringen Querschnitte so weit aufbiegen, oder sind in ungespanntem Zustande an und für sich so weit aufgebogen, dass sie über den Kolben geschoben und in die für sie bestimmten Vertiefungen eingepasst werden können. Ausser durch den Anschluss der Ringe selbst wird hier der Luftdurchgang noch in ähnlicher Weise, wie bei dem unten beschriebenen Cavé'schen Kolben erschwert.

Statt mehrerer verwendet man auch einen einzigen schraubenförmig gewundenen dünnen Ring, der in eine ebensolche Nuth am Kolbenumfang gelegt wird (Schultz's Patent).

Kolben ohne Liederung. Hierher gehört der Kolben von Cavé**), dessen Umfang derart geformt ist, dass die Bewegungshindernisse vergrössert werden, welche die Luft beim Durchgange zwischen der Cylinderwand und dem Kolbenrande erfährt, indem der letztere eine Anzahl ringsum laufender Nuthen oder Rinnen erhält, wie Fig. 58 andeutet. Bewegt sich der Kolben nach einer Richtung, so durchströmt die Luft in entgegengesetzter Richtung den erwähnten Zwischenraum, welcher

*) Beschrieben v. Gstöttner in den „Erfahrungen" 1870, S. 15.

**) Armengaud, Publication industrielle, Bd. 8.

eine Reihe plötzlicher Querschnittsänderungen enthält. Die Geschwindigkeit, folglich auch die durchströmende Menge der Luft ist mithin um so geringer, je mehr Rinnen vorhanden sind. Die Cavé'schen Kolben werden entweder gegossen und abgedreht, oder man klemmt nach Fig. 58 mehrere abwechselnd schmale und breitere Holzringe zwischen Deckel- und Bodenplatte des Kolbens ein.

Ein solcher Kolben ist auch bei dem Schiebergebläse von Philippon*) in Anwendung; am Umfang desselben sind 6 Furchen von ungefähr 1 Cent. Tiefe und Breite eingedreht.

Auch verwendet man Kolben, welche aussen grössere Höhe erhalten und ganz nahe auf den Durchmesser des Cylinders abgedreht werden, sonst jedoch keine weitere Einrichtung für Abschluss der Luft erhalten**).

Schmiere für den Kolben. Hierzu erweist sich am besten fein gepulverter Graphit, von welchem zeitweise eine Hand voll an die Saugventilöffnung gehalten und von der einströmenden Luft mitgenommen wird. Bei Metallliederungen lässt sich, wenn die Kolbengeschwindigkeit und der Druck der Liederung gegen die Cylinderwand nicht zu gross sind, die Schmiere ganz ersparen, ohne dass ein Warmlaufen des Kolbens eintritt.

Bei den nach Bessemer angeordneten Gebläsen (s. unten „Windsammlungskästen"), wo die Luft durch den hohlen Cylinderdeckel angesaugt wird und die Saugventile nicht zugänglich sind, wird nach Fig. 53 über einer Oeffnung der äusseren Deckelwand *d* ein blechenes Kästchen *k* mit drehbarer Klappe angebracht und daran ein Sack *s* mit Graphitpulver gehängt; man öffnet die Klappe, hebt den Sack und schüttelt denselben; das herausfallende Pulver wird von der einströmenden Luft durch die geöffneten Saugventile in den Cylinder geführt.

Der oben angegebene Kolben mit Holzliederung wird, wie bemerkt, mit Oel geschmiert.

Mönchkolben. Bergingenieur Fouriet***) hat statt der gewöhnlichen Scheibenkolben Mönchkolben angewendet. Dieselben bestehen aus einem oben offenen Cylinder *K*, Fig. 42, welcher an der Kolbenstange *k* befestigt und durch eine Stopfbüchse in den Cylinder *C* eingetaucht ist. Hierdurch wird, ähnlich wie bei Pumpen, der Vortheil erreicht, dass die Kolbenliederung durch eine leichter dicht zu haltende Stopfbüchsenliederung, das Ausbohren des Cylinders durch das wohl-

*) Rittinger's Mittheil. über die Pariser Ausstellung, 1867, S. 31.
**) Album du cours de metallurgie par S. Jordan, 1. Aufl., Taf. 18.
***) Annales des mines, 5. Reihe, 11. Bd., S. 681.

feilere Abdrehen des Mönchkolbens ersetzt ist. Allein das Gebläse ist nun einfachwirkend, da beim Aufgange blos Luft gesaugt, beim Niedergange ausgeblasen wird; es ist ein doppelt so grosser Gesammtquerschnitt aller Cylinder nothwendig, mithin die Anlage erheblich kostspieliger.

Mittel gegen einseitige Abnützung der Kolbenliederung bei liegenden Gebläsen. Bei liegenden Gebläsen biegt sich die Kolbenstange durch das Gewicht des Kolbens, daher die Liederung, wenn sie auch aus elastischen Ringen besteht oder sich gegen nachgiebige Federn lehnt, welche am Kolbenkörper befestigt sind, doch an der Unterseite stärker angedrückt, daher nicht nur rascher abgenützt wird, sondern auch den Cylinder mehr ausreibt.

Die Mittel gegen diesen Nachtheil wurden theilweise schon erwähnt. Man führt die Kolbenstange mittelst Stopfbüchsen durch beide Cylinderdeckel, so dass sie beiderseits vom Belastungspunkte gestützt ist; eine fast allgemein verwendete Einrichtung. Ferner wird die Kolbenstange hohl und mit entsprechend grösserem Durchmesser gefertigt, wodurch bei gleicher Querschnittsfläche deren Biegsamkeit vermindert ist.

Es reiben sich jedoch auch die Stopfbüchsen aus und tritt das genannte Uebel wieder auf. Man sucht daher der Kolbenstange ausserhalb des Cylinders Stützpunkte zu geben. Dazu dienen Rollen mit festen Lagern und halbrunder Spur, in welcher die Kolbenstange ruht. Der Rollenumfang hat jedoch nur in einer bestimmten Entfernung von der Axe gleiche Geschwindigkeit mit der Kolbenstange, daher an allen anderen Punkten der Spur Reibung und Abnützung stattfindet, die Kolbenstange wird unrund.

Am zweckmässigsten ist es, an beiden Enden der Kolbenstange Gleitstücke zu befestigen, deren Höhe mittelst Keilen regulirbar ist, so dass man ungeachtet der Abnützung der Unterfläche die Kolbenstange in gleicher Höhe erhalten kann. Vollkommen entspricht indessen auch dieses Mittel nicht, weil doch stets eine kleine Biegung, daher Abnützung des Stopfbüchsenfutters im unteren Theile stattfindet.

Cylinder.

Construktion. Bei Cylindergebläsen besteht der Behälter, in welchem die Verdichtung der Luft stattfindet, aus Gusseisen, und für dieses Material eignet sich die Form eines Cylinders mit kreisrundem Querschnitte, weil dessen Innenfläche am leichtesten (durch Ausbohren) glatt herzustellen ist. Ausserdem hat der Kreis unter allen gleich grossen Flächen die kleinste Umfangslinie, daher werden Kolbenreibung, Luft-

verlust und der Aufwand an Material am geringsten, endlich leistet die erwähnte Form den grössten Widerstand gegen inneren Druck, was indessen nur bei hohen Pressungen wichtig ist.

Gusseisen hat dem Holze gegenüber die bekannten Vorzüge; man findet daher nur bei älteren Gebläsen hier und da hölzerne, einem Fasse ähnlich aus Dauben zusammengesetzte Cylinder angewendet, welche allerdings bedeutend weniger kosten als gusseiserne.

Bei grossen Dimensionen theilt man den Cylinder durch eine senkrecht zur Axe gelegte Ebene in zwei Theile, welche mittelst Flantschen und Schrauben verbunden werden. Die Flantschen sind glatt abzudrehen und nur mit einer dünnen Lage von Mennigkitt zu überziehen, um luftdichten Abschluss zu erhalten.

Die Wandstärke δ des Cylinders kann nach der Formel

(14) . . . . . $\delta = 1{\cdot}5 + 0{\cdot}2\,(5 + p)\,D$ Cent.

bestimmt werden, in welcher D den Cylinderdurchmesser in Metern, p den Druck der Gebläseluft in Kilogr. pr. Quadratcentimeter bedeutet. Diese Formel ergibt bedeutend grössere Wandstärken, als der Widerstand gegen Zerreissen durch den Luftdruck sie erfordern würde. Die grössere Stärke ist einestheils nothwendig, damit der Guss gut ausfalle, anderseits, damit die Wände nicht zu biegsam werden. Bei horizontaler Lage der Axe drückt sich ein grosser Cylinder mit dünner Wand durch sein Eigengewicht zusammen; wird er in dieser Lage cylindrisch gebohrt und dann wieder aufgerichtet, so kehren die Wände wieder in ihre natürliche Stellung zurück und der Querschnitt wird oval. Aehnliches tritt ein, wenn ein Cylinder, welcher liegend betrieben werden soll, stehend ausgebohrt wird. Hieraus ergibt sich, dass der Cylinder in derselben Stellung, welche er beim Betrieb einnimmt, gebohrt werden soll, dann dass eine grössere Wanddicke, sowie Rippen zur Verminderung der Biegsamkeit vortheilhaft sind.

Fig. 69 zeigt einen Theil des Gebläsecylinders in einem durch die Axe gehenden Schnitte. Die Rippen können auch die Form *a* Fig. 68 erhalten, welche grösseren Widerstand gegen Einbiegung leistet. An den Enden wird der Cylinder etwas erweitert, um den Kolben leichter ein- und ausbringen zu können, und mit Flantschen versehen, welche nach den bekannten Regeln zu construiren sind; sie dienen zur Befestigung der beiden Deckel.

Die Deckel erhalten die gleiche oder etwas grössere Stärke wie die Cylinderwände. Bei grösserem Durchmesser oder hoher Spannung ist an dem Deckel, gegen welchen sich eben der Kolben bewegt, eine Ausbiegung deutlich bemerkbar, welche einen Bruch besorgen lässt, daher es räthlich ist, die Deckel mit Rippen zu versehen, welche entweder

von der Mitte mit abnehmender Höhe gegen aussen verlaufen, oder, je nach Anordnung der Ventile, in senkrecht aufeinander stehenden, nicht durch die Mitte gehenden Linien angeordnet sein können. Ist der Deckel nach Fig. 69 in den Cylinder eingelassen, so kann derselbe in keiner anderen als in der richtigen Stellung befestigt werden, bei welcher der Kolbenrand sich an die Innenfläche des Cylinders schliesst, ohne dass die Kolbenstange in der Stopfbüchse eine falsche Reibung erfährt. Am Deckel befinden sich meistens die Ventilöffnungen. Endlich sollen die Deckel dem Kolben entsprechend geformt sein, damit der schädliche Raum möglichst gering ausfalle (vergl. „Grundform des Kolbens").

Um die Kolbenliederung nachziehen zu können, muss das Innere des Cylinders zugänglich sein. Zu diesem Zwecke werden entweder besondere Mannlöcher angebracht, oder der Cylinder wird durch eine der Saugventilöffnungen befahren; sind diese nicht gross genug, so vereinigt man mehrere derselben auf einem gemeinschaftlichen Ventilsitz, der eine grössere Oeffnung bedeckt. Ist dies nicht ausführbar oder hat der Cylinder zu geringe Dimensionen, um darin manipuliren zu können, so muss der ganze Deckel abgenommen werden, und es ist bei Anordnung des Gebläses darauf zu achten, dass letztere Arbeit leicht von statten gehe.

Fundirung des Cylinders. Ist die Aufstellung des Cylinders vertikal, so bildet die untere Schlussplatte den Boden; sie erhält dann eine quadratische oder sonstige durch die Anordnung des Gebläses bedingte Form, und wird mittelst Ankerschrauben an das Fundament befestigt. Steht der Cylinder auf einem gemauerten Fundament, so wird unter denselben meist ein hohler, cylinderförmiger Untersatz gestellt, um den nothwendigen Raum für die unteren Ventilkästen zu gewinnen, für welche sonst eine Vertiefung in der Fundamentmauer angebracht werden muss. Häufig erhalten zwei nebeneinander stehende Gebläsecylinder eine gemeinschaftliche Bodenplatte. Steht der Cylinder in grösserer Höhe ober dem Boden, so ist zu dessen Fundirung ein Gerüst nothwendig; unter „Anordnung" sind mehrere solche Gerüste beschrieben.

Ist der Cylinder liegend, d. h. seine Axe horizontal, so wird derselbe, wie Fig. 40 und 41 zeigt, mit angegossenen einzelnen Lappen oder fortlaufenden Flantschen *f* auf einen Rahmen *r* gelagert und durch Schrauben mit dem Fundamente verankert. Die Rippen *a* und Flantschen *b* verlaufen an der Oberfläche der Flantschen *f*. Mitunter lässt man den Fundamentrahmen gänzlich weg und lagert die Platten *f* unmittelbar auf das Fundament, welches dann aus Quadern bestehen sollte; für grössere Dimensionen und Drücke ist ein Rahmen vorzuziehen, auf welchem zugleich das eine Lager der Schwungradwelle und bei direktwirkenden Dampfgebläsen der Dampfcylinder befestigt ist.

Ventile.

Wie schon früher bemerkt wurde, verdienen die Ventile eine besondere Aufmerksamkeit; sie veranlassen Wind- und Effektsverluste, und sollen so construirt werden, dass sich diese Verluste auf das geringste Maass reduziren.

Arten der Ventile. Seit der Einführung der Schiebergebläse sind zwei wesentlich verschiedene Arten von Ventilen zu unterscheiden, und zwar solche, deren Oeffnung und Schluss blos von der Aenderung in der Spannung der Gebläseluft, mithin vom Wechsel des Kolbenlaufes abhängt, und Schiebventile oder Schieber, welche vom Mechanismus der Gebläsemaschine bewegt werden. Es sollen vorläufig die ersteren oder die Ventile im engeren Sinne des Wortes betrachtet werden.

Man wendet Teller- und Klappenventile an. Beide haben die Form von Platten; die Tellerventile entfernen sich bei der Oeffnung gänzlich von der Unterlage, während die Klappenventile um ein Charnier drehbar sind.

Ferner sind die Ventile entweder steife Platten, oder sie bestehen aus einem biegsamen Körper, wie Leder, Kautschuk u. s. w., ohne Armirung. Im letzteren Falle ist das Ventil entweder eine Klappe, oder eine Scheibe, welche im Mittelpunkte befestigt wird, und deren kreisförmiger Rand sich hebt, oder ein Ring, dessen innerer Rand befestigt ist, während der äussere sich öffnet, oder endlich ein hohler Cylinder, welcher mit der Innenfläche auf den am ganzen Umfang einer cylindrischen Wand befindlichen Ventilöffnungen liegt, durch den Luftdruck erweitert wird und auf diese Weise die Ventilöffnungen frei macht. Diese Art führt speziell den Namen von Ringventilen. Die Ventile von den letzteren Arten erleiden bei der Eröffnung eine Ausdehnung und müssen daher aus einem elastischen Material, Kautschuk, bestehen.

Bei grösseren Dimensionen der biegsamen Ventile muss, damit dieselben nicht durchgedrückt werden können, in der Ventilöffnung ein Gitter angebracht sein, welches entweder mit dem Ventilsitze gegossen oder abgesondert aus Schmiedeeisen gefertigt und in die Oeffnung eingesetzt wird; solche Ventile heissen auch Fächerventile.

Kugelventile aus Kautschuk sollen sich in der Anwendung bewährt haben; Näheres über ihre Benützung bei Gebläsen ist jedoch nicht bekannt geworden. Die Kugeln können nur geringen Durchmesser erhalten, weil sonst ihr Gewicht verhältnissmässig gross, die Hebung erschwert wird; dann ist aber eine beträchtliche Anzahl derselben erforderlich. Kegelventile sind wohl nur dann zweckmässig, wenn sie

eine metallische Auflagefläche besitzen; dann fallen sie jedoch zu schwer aus und sind daher ebenfalls für Gebläse nicht brauchbar.

Grundsätze für die Construktion. Im geschlossenen Zustande soll das Ventil keine Luft durchlassen, es muss daher die Oeffnung ringsum übergreifen. Ist jedoch der Uebergriff zu breit, so wird das Aufgehen erschwert; denn einerseits ist die ganze, anderseits blos ein Theil der Ventilfläche dem Luftdrucke ausgesetzt. Auf der letzteren Seite muss ein Ueberdruck erzeugt werden, damit das Ventil sich öffne. Ist dies geschehen, so wirkt der genannte Ueberdruck auf die ganze Unterfläche des Ventils und hebt dieses über die Normalstellung; zugleich findet ein plötzliches rasches Durchströmen von Luft statt, in Folge dessen lässt der Ueberdruck so weit nach, dass das Ventil sich wieder dem Sitze nähert; nun ist das Durchströmen erschwert, die Spannung der Luft steigt wieder und hebt das Ventil abermals über die Normalstellung u. s. w. Das Ventil geräth daher in Schwankungen und der Spannungswechsel im Cylinder ist dem Gange des Gebläses nachtheilig. Allerdings ist anzunehmen, dass wie bei Pumpenventilen die Spannung sich theilweise auch auf die Sitzfläche fortpflanzt, daher der im Momente der Eröffnung vorhandene Ueberdruck nicht so gross ist als es dem Verhältnisse der beiden Ventilflächen entspricht, doch empfiehlt es sich aus obigem Grunde immerhin, den Uebergriff so klein als möglich zu halten.

Das Ventil wird ferner durch den Unterschied der Spannungen, welche auf beide Fächen desselben wirken, in geöffneter Stellung erhalten. Nun sind die Spannungsdifferenzen p_1 und p_n, von denen S. 56 die Rede war, und welche den Nutz- und Windeffekt herabsetzen, zwar nicht dem genannten Unterschiede gerade gleich, aber doch mit demselben gleichzeitig wachsend anzunehmen; es ergibt sich daraus die Regel, das Ventil so zu construiren, dass dasselbe einen geringen Druck erfordert, um offen zu bleiben.

Dieser Regel entspricht ein von unten nach oben sich öffnendes Ventil, wenn dasselbe leicht ist, oder wenn dessen Gewicht durch ein Gegengewicht ausgeglichen wird. Die Ausgleichung darf jedoch nicht zu weit gehen, weil sonst der Schluss des Ventiles zu langsam erfolgt, welche Bewegung überdies noch durch die grössere Masse der gesammten bewegten Körper verzögert wird. Oeffnet sich das Ventil von oben nach unten, so ist ein Gegengewicht erforderlich, welches entsprechend schwerer sein muss als das Ventil selbst, damit dieses sich rasch schliesse, anderseits wieder gering genug sein soll, dass das Ventil leicht offen erhalten bleibt.

Bei einem Klappenventil hängt der Druck, welcher nothwendig ist, um dasselbe offen zu erhalten, noch von der Stellung der Klappe

ab. Es sei Fig. 43 AO eine geöffnete Klappe, MN deren Sitz, S der Schwerpunkt, welcher, da die Klappen meist gleiche Dicke erhalten, mit dem geometrischen Mittelpunkte zusammenfällt. Ist γ das Gewicht pr. Einheit der Fläche F der Klappe, p der Ueberdruck pr. Flächeneinheit, welcher nothwendig ist, um dieselbe offen zu halten, so müssen die statischen Momente der Kräfte pF und γF gleich sein; sind also q und s ihre Hebelarme, so hat man

$$pFq = \gamma Fs$$

$$p = \gamma \frac{s}{q}.$$

Soll also p und der davon abhängige Effektsverlust gering werden, so muss γ und $\frac{s}{q}$ klein sein. Ersteres tritt ein, wenn die Klappe leicht ist, letzteres, wenn sie eine nahe vertikale Stellung besitzt. Doch soll noch immer eine kleine Neigung vorhanden sein, damit die Klappe durch ihr Eigengewicht geschlossen bleibt.

Von dem Ueberdruck der Luft hängt die Geschwindigkeit ab, mit welcher dieselbe die Ventilöffnung durchströmt. Ist dieser Ueberdruck, wie z. B. bei einem schweren Ventile, gross, so ist es auch die Geschwindigkeit der Luft. Da aber das durchströmende Luftquantum durch die Kolbengeschwindigkeit bestimmt ist, so wird im letzteren Falle der Querschnitt des Luftstromes kleiner, d. h. das Ventil weniger geöffnet sein. Schwere Ventile oder überhaupt solche, welche einen grösseren Druck erfordern, um offen zu bleiben, öffnen sich daher weniger weit. Aus diesem Grunde ist die wirkliche Hubhöhe in der Regel kleiner als die theoretische, d. h. diejenige, bei welcher der Querschnitt des vom Ventil hervortretenden Luftstromes ebenso gross ist als die Fläche der Ventilöffnung.

Die Erfüllung der früher angegebenen Bedingungen genügt jedoch noch nicht, um die Spannungsdifferenz so weit als möglich herabzusetzen. Denkt man sich das Ventilgewicht so gering, dass die Hubhöhe der theoretischen gleich, also die Geschwindigkeit beim Durchströmen in allen Querschnitten dieselbe ist und ihren Minimalwerth erreicht, so wird dieses Minimum um so kleiner sein, je grösser die genannten Querschnitte sind. Hieraus ergibt sich, dass es vortheilhaft sei, die Ventilöffnungen möglichst gross zu machen. Dabei werden jedoch die Ventile schwerer, erhalten einen grösseren Hub und erlangen während des Zuklappens eine grössere lebendige Kraft, sie schlagen daher stärker. Man vermeidet diesen Uebelstand, wenn man statt eines einzigen grossen Druck- und Saugventiles an jedem Cylinderende deren mehrere von geringeren Dimensionen anordnet. Nur ist zu berücksichtigen, dass dabei

die Summe der Umfangslinien der Oeffnungen, mithin die Reibung der Luft an deren Wänden zunimmt. Die Gesammtfläche der Oeffnungen sollte daher um so grösser sein, je grösser ihre Zahl genommen wird.

Es ist folglich zweckmässig, die Summe der Ventilflächen möglichst gross, die einzelnen Oeffnungen aber klein zu nehmen, oder die Ventile überhaupt so einzurichten, dass ihre lebendige Kraft im Moment des Zuklappens klein wird. Bei Tellerventilen erreicht man dies durch geringe Fläche derselben, weil dabei der Hub, das Gewicht und die Endgeschwindigkeit geringer ausfallen, bei Klappen aus demselben Grunde dadurch, dass diese, statt quadratisch geformt zu werden, eine geringe Breite, senkrecht zur Drehungsaxe gemessen, erhalten, also lang und schmal geformt werden.

Das Prinzip der Ventile mit kleinem Hub wird bei den meisten neueren Gebläsen befolgt; dasselbe ist auch bei den Ringventilen eingehalten, welche eine grosse Zahl kleiner runder Oeffnungen bedecken, sich daher nur wenig von ihrem Sitz entfernen.

Endlich ist ein rascher Schluss der Ventile zweckmässig, um das Zurückströmen der Luft zu vermeiden. Derselbe wird erreicht durch kleine Hubhöhe, bei Klappen auch durch nahe horizontale Stellung, welche Bedingung jedoch mit der früher abgeleiteten im Widerspruch steht, endlich und vorzüglich durch nicht vollständige Ausgleichung des Ventilgewichtes. Dabei kann der Schluss selbst eintreten, während die Luft noch im Ausströmen begriffen ist; bei vollständiger Ausgleichung dagegen wird das Ventil erst durch die zurückströmende Luft geschlossen, daher jedenfalls Luftverlust stattfindet.

Was nun die wirklichen Dimensionen betrifft, so ist zu berücksichtigen, dass durch kleinen Querschnitt der Saugventile nicht nur der Wirkungsgrad, sondern auch der Windeffekt merklich herabgesetzt wird, daher für diese in der Regel eine grössere Gesammtfläche als für die Druckventile genommen wird. Sind sämmtliche Ventile am Deckel angebracht, so benützt man häufig die ganze von Rippen u. s. w. freie Fläche desselben für Ventile und nimmt etwa $^2/_3$ davon für Saug- und $^1/_3$ für Druckventile, so dass die Gesammtfläche der ersteren mitunter nicht weniger als die Hälfte des Cylinderquerschnittes beträgt. Bei mässigen Kolbengeschwindigkeiten genügt es indessen, die summarische Fläche der Saugventile an jedem Ende gleich $^1/_8$ bis $^1/_4$, die der Druckventile gleich $^1/_{10}$ bis $^1/_6$ des Cylinderquerschnittes zu nehmen, wobei die grösseren Zahlen für grössere Kolbengeschwindigkeit und kleinere Dimension der einzelnen Oeffnungen gelten. Mit der absoluten Grösse der Ventilöffnungen geht man bis auf 4 Cent. Breite herab. Der Uebergriff beträgt 0·6 bis 2 Cent.

Klappen- und Tellerventile müssen eine Hubbegrenzung erhalten, damit sie bei rascher Oeffnung nicht in eine Stellung gelangen, welche den Schluss unmöglich macht; für letztere ist auch eine Führung nothwendig.

Steife Klappenventile. Die Klappenventile erhalten entweder eine einfach rechteckige, oder, wenn der Raum zwischen den Rippen des Deckels gut benützt werden soll, die Trapezform, wobei die Drehungsaxe an der längeren der beiden parallelen Seiten angebracht wird, weil dann das Ventil solider befestigt ist. Bei Anwendung langer schmaler Saugklappen setzt man auch die Rippen quer über deren Oeffnungen fort, so dass die Anordnung der Saugventile von der Lage der Rippen unabhängig wird.

Die Klappen bestehen nach Fig. 45 und 46 meistens aus einer Lederscheibe, welche zwischen zwei Blechplatten eingelegt ist, die zur Absteifung dienen; Nieten verbinden das Ganze. Das Leder ruht am Sitze und bewirkt den dichten Schluss; die eine der beiden Blechtafeln liegt in der Oeffnung und muss daher etwas kleiner sein als diese. Das Charnier ist durch die Lederplatte gebildet, welche zu dem Behufe an einer der Langseiten zwischen den Blechen vorragt und mittelst einer aufgelegten Schiene *s* und Schrauben an den Sitz befestigt wird. Statt auf letztere Art kann das Leder auch durch die Flantschen des Ventilkastens oder Sitzes eingeklemmt werden, und dient zugleich als Dichtung für die betreffende Flantschenverbindung, wie Fig. 56 zeigt. Die Ledertafel Fig. 57 erhält einen Einschnitt *abcd* und wird mit dem ringsum befindlichen Streifen auf den Rand der Oeffnung am Cylinderdeckel *e* gelegt, hierauf der Sitz *v* in die Oeffnung eingelassen und dessen Flantsche festgeschraubt. Der Theil *ac* fungirt nun als Klappe, welche sich um die Axe *ad* dreht und im geschlossenen Zustande an die Unterfläche des Sitzes legt, wie im Vertikalschnitte ersichtlich ist. Fig. 67 zeigt eine ähnliche Einrichtung für ein Druckventil *d*; das Leder wird dabei ebenfalls nach Fig. 57 geschnitten, und der Rand desselben ist zwischen dem Ventilsitz und den Flantschen des Kastens *k*, welcher das Druckventil umgibt, eingeklemmt. Die gleiche Einrichtung zeigen Fig. 95 und 96 (s. „Anordnung der Ventile"). Auch verwendet man, jedoch seltener, besondere eiserne Charniere wie in Fig. 44, oder befestigt nach Fig. 52 das Ventil durch zwei, in Muttergewinden des Ventilkastens eingepasste Schrauben *s*, welche mit Spitzen in den Ventilkörper *k* eingreifen.

Das Ventil Fig. 63 besteht aus zwei, mit gekreuzten Fasern über einander geleimten Brettchen, an deren Unterseite eine Lederscheibe befestigt und dann noch längs der Auflagsfläche ein Streifen Schaffell

angeleimt ist. In Fig. 44 ist die Holztafel unten mit Schaffell bekleidet und oben mit einer Blechplatte bedeckt, an welche das eiserne Charnier befestigt wird. Hölzerne Ventile sind indessen gegenwärtig kaum mehr in Anwendung.

Die Hubbegrenzung wird bei Klappen entweder dadurch erreicht, dass das Ventil gegen die Innenwand des Ventilkastens anschlägt, oder man befestigt an der Schiene *s*, Fig. 45, eiserne aufsteigende Arme, welche die Bewegung beschränken. Bei dem Gebläse der Sophienhütte zu Ostrau sind je zwei lange schmale Saugklappen *k* Fig. 59 und 60 an einem gemeinschaftlichen Ventilsitz angebracht und quer über deren Oeffnungen zwei Eisenschienen *s*, an den Ventilen dagegen gekrümmte Stangen *t* befestigt, welche am Ende mit einem Kautschukbuffer versehen und durch Oeffnungen der Schienen *s* gesteckt sind. Der Hub wird begrenzt, indem *t* gegen *s* schlägt. Mehrere andere Beispiele für die Art der Hubbegrenzung kommen im folgenden Abschnitte vor.

Besitzen die Klappenventile eine horizontale Lage, so muss das Gewicht derselben ausgeglichen werden. Dies kann auf ähnliche Art erfolgen, wie unten für Tellerventile angegeben ist. Eine Ausgleichung mit Kautschukschnüren ist bei Gebläsen zu Rhonitz und auf der Salmhütte bei Blansko angewendet. Fig. 62 zeigt den Cylinderdeckel des Rhonitzer Gebläses*) im Vertikalschnitte. Dabei sind *s* die Saug-, *d* die Druckventile, sämmtlich von der Form langer schmaler Klappen; sie bestehen aus Leder und Blech. Der eine Rand der Lederscheiben ist seiner ganzen Länge nach durch Eisenschienen *t* in Nuthen der Stege *p* eingeklemmt. Die Saugventile sind an einem besonderen leicht abzunehmenden Sitze angebracht, die Druckventile durch eine Oeffnung im Ventilkasten zugänglich, welcher in der Zeichnung weggelassen ist. Den Schluss der Saugventile *s* bewirkt die Elasticität des Kautschukbandes *b*, welches durch Lederriemen *r* mit den einzelnen Klappen verbunden und an zwei Rollen *v* befestigt ist. Dreht man die letzteren, so wird das Band *b* gespannt; Sperrräder hindern das Zurückgehen der Rollen. Bei den Druckventilen *d* wird durch Federn *n*, welche mit kleinen Röllchen auf die Mitte der Klappen drücken, der Hub begrenzt und der Schluss beschleunigt.

Ganz eigenthümlich sind bei dem Gebläse von Dick und Stevenson**) die Druckventile construirt; sie sind nach Fig. 266, welche einen Vertikalschnitt der Cylinderwand zeigt, aussen an der letzteren angebracht und bestehen aus dünnen Stahlplatten, welche durch federnde, in der

*) „Erfahrungen" 1861.

**) Dingler's polyt. Journal 1875, 216. Bd., S. 393.

Mitte der Höhe des Cylinders befestigte Schienen *s* an ihre Sitze gedrückt werden (vergl. „Anordnung der Ventile bei vertikalem Cylinder").

Steife Tellerventile. Auch diese bestehen in der Regel aus einer Leder- und zwei Blechscheiben. Sind dieselben Saugventile, also im Inneren des Cylinders befindlich, so werden sie entweder an besonderen Ventilsitzen befestigt, um sie herausnehmen zu können, oder zu diesem Zwecke nach Fig. 61 elliptisch geformt, wobei die lange Axe der Oeffnung grösser sein muss als die kurze des Ventils.

Tellerventile müssen eine Führung erhalten, wie in Fig. 70, und zwar für ein Saugventil dargestellt ist. Die Führungsstange *s* gleitet in einer Bohrung des Steges *f*; das Gegengewicht *g* schliesst das Ventil, der Hub ist durch das am oberen Ende der Stange *s* befindliche Gelenk begrenzt. Aus Fig. 50 ist ohne weitere Beschreibung die analoge Einrichtung aller 4 Ventile eines Cylinders erkennbar. Beim oberen Druck- und unteren Saugventile dienen die Gegengewichte, um das Oeffnen zu erleichtern. Statt der Gegengewichte kann man Federn *f*, Fig. 64, verwenden, deren zunehmende Spannung den Hub begrenzt; der gleiche Zweck ist in Fig. 66 durch Kautschukschnüre *a* erreicht, welche das Ventil *v* mit dem Stege *f* verbinden, der zur Führung dient und am Cylinderdeckel befestigt wird.

Eine andere Art der Führung besitzen die beim Bessemergebläse zu Ternitz verwendeten, 21 Cent. im Durchmesser haltenden Tellerventile Fig. 54 und 55. Diese bestehen aus einer zwischen zwei Blechplatten eingeschlossenen Lederscheibe; an der unteren Platte sind Führungsrippen aus Blech befestigt, welche indessen häufig brechen. Die Ventilplatten sind durch Nieten *a* zusammengehalten.

In neuerer Zeit kommen Tellerventile nicht nur in horizontaler, sondern auch in vertikaler Stellung vor, und zwar bei Gebläsen aus Schultz's Maschinenfabrik, wie zu Trofajach und zu Fridau-Werk bei Vordernberg. Das Ventil *v* Fig. 65 ist eine zwischen zwei Blechplatten eingeschlossene, an der Auflagefläche noch mit Schaffell bekleidete Lederplatte. Die Geradführung erzielt der Bolzen *a*, welcher durch Oeffnungen eines gusseisernen, am Cylinderdeckel festgeschraubten Rahmens *b* gesteckt ist. Je drei Ventile sind an einem gemeinschaftlichen Sitze befestigt und können sammt diesem vom Cylinderdeckel abgenommen werden. Zur Hubbegrenzung, sowie um das Ventil zu schliessen, dient die Feder *f*, welche um einen losen, die Stange *a* umgebenden Hohlcylinder gelegt ist und dadurch in ihrer Stellung erhalten bleibt. Die Feder drückt gegen die messingene Schraubenmutter *m*, welche durch eine Gegenmutter in unveränderter Stellung an der Stange *a* erhalten wird. Mittelst der Muttern kann die Federspannung beliebig regulirt werden. Diese Ventile

zeigten in der Anwendung nur den Nachtheil, dass anfangs längere Zeit erforderlich war, um die Federn richtig zu spannen, da die Reibung der Stange *a* in den Führungen einen veränderlichen Widerstand hervorruft; seither ergab sich bei denselben kein Anstand. Als Druckventile, welche schwerer zugänglich sind, empfehlen sie sich jedoch weniger.

Galloway's Ventile*) sind einfache Metallscheiben, in der Mitte durchlocht und an einer fixen Stange verschiebbar (s. „Anordnung der Ventile").

Zu den Tellerventilen kann man noch Hargreave's und Inglis' Gebläseventile**) rechnen; dieselben sind hohle Metallcylinder, mit Kautschuk überzogen, welche auf rechteckigen, mit der Langseite parallel zur Axe der Cylinder gestellten Qeffnungen liegen. Der Hub wird durch zwei halbrunde über dem Ventil angebrachte Bügel begrenzt.

Ventile mit anderer Art der Bewegung. Ein Mittelding zwischen Tellern und Klappen bilden die Saugventile des Gebläses der Georgs-Marienhütte bei Osnabrück***), welche Fig. 83 und 84 in der Ansicht und im Schnitte darstellen. An das Ventil *v* sind schmiedeeiserne Arme *a* unveränderlich befestigt und mit diesen die drehbaren Stützen *b c* verbunden. In Folge dieser Anordnung entfernt sich das Ventil gänzlich von seinem Sitze und erhält dabei eine nur wenig geneigte Stellung. Der Hub ist dadurch begrenzt, dass die verlängerte gekrümmte Stütze *c* sich auf den Bolzen *d* auflegt, der zwischen den mittleren Armen *a* eingesetzt ist. Durch diese Anordnung ist ein leichter Schluss der Ventile und grösserer Ausflussquerschnitt bei gegebenem Hub erzielt; nur lässt der complizirtere Mechanismus Störungen besorgen.

Aehnlich sind die Saugventile Fig. 82 der Gebläse zu Zeltweg und Laurahütte geführt. Am Ventil *v* sind Schienen *s* unveränderlich befestigt, welche durch je zwei Hängeisen mit den festen Schienen *t* in Verbindung stehen. Der Hub ist dadurch begrenzt, dass die Vorsprünge *a* der Hängschienen gegen die am Ventilsitze festgeschraubten Bolzen *c* stossen. Das Ventil bewegt sich dabei parallel zu seiner Stellung, doch nicht geradlinig, sondern in einem Kreisbogen, dessen Halbmesser gleich ist der Länge der Hängschienen.

Biegsame Ventile. Um die Ventile möglichst leicht zu machen, sah man sich veranlasst, dieselben ohne Versteifung durch Blech oder Holz blos aus Kautschuk, Filz oder Leder anzufertigen. Für kleine oder Ventile von geringem Hub, welche verhältnissmässig grösseren

*) Polyt. Centralblatt 1873, 23. Liefg., S. 1461.

**) Dingler's polyt. Journal 1872, 203. Band, S. 165.

***) Zeitschr. des Archit. u. Ing.-Vereins zu Hannover, 1872, 18 Bd.

Uebergriff haben, ist ein biegsames Material besonders geeignet, weil es die Oeffnung erleichtert, indem zuerst der mittlere Theil des Ventiles gehoben, und die Spannung der Luft in der entstehenden Fuge in dem Maasse wirksam wird, als die Hebung fortschreitet. Wegen ihrer Biegsamkeit muss eine solche Klappe entweder eine geringe Breite, senkrecht auf die Drehungsaxe gemessen, oder ein Gitter im Sitze zur Unterlage erhalten.

Hierher gehören z. B. die Ventile des Schwechater Hohofengebläses, deren Anordnung unter „Windsammler" beschrieben ist, und welche Fig. 75 im Schnitt zeigt; Fig. 76 ist eine Ansicht des Ventilsitzes. Die Oeffnungen der Saugventile sind 24, die der Druckventile 17 Cent. breit, beide 24 Cent. lang. Die Ventile bestehen aus 13 Millim. dicken Filzplatten, welche mit $5^1/_2$ Millim. dickem Leder überdeckt sind; die 3·3 Cent. breiten Schienen *p* werden durch je drei Schrauben von 1·3 Cent. Stärke befestigt. Jedes Ventil hat seinen besonderen Rahmen; diese sind gitterartig von 9 Millim. breiten Stegen *st* durchzogen. Je zwei neben einander liegende Rahmen werden nach Fig. 77 durch einen kurzen Bügel *b* und eine Schraube, welche in den zwischen den Ventilöffnungen befindlichen Steg versenkt ist, mittelst Mutter befestigt.

Die Druckventile des Zeltweger Hohofengebläses Fig. 85 sind lange schmale Klappen aus Leder, an der Auflagefläche mit Filz bekleidet; die Oeffnung im Ventilsitze, 4 Cent. breit, ist mit Stegen in einem lichten Abstande von 6·5 Cent. durchzogen. Die Ventile sind durch aufgelegte Eisenschienen und Schrauben befestigt; Arme *a*, welche an diesen Schienen angeschweisst sind, begrenzen den Hub.

Beim Gebläse der Georgs-Marienhütte bei Osnabrück*) sind die Druckventile einfache Kautschukplatten, welche nach Fig. 80 und 81 durch den aufgeschraubten Blechstreif *a* befestigt werden. Ein an letzteren sich anschliessendes Gitter *b* begrenzt den Hub. Ebenso ist in der Oeffnung das aus Fig. 80 ersichtliche schmiedeeiserne Gitter eingesetzt.

Für kreisförmige, in der Mitte befestigte Kautschukventile gibt Fig. 86 ein Beispiel, welche die Ventile des Přibramer Schmiedengebläses**) zeigt; diese bestehen aus einer runden bei 7^{mm} dicken Platte *a*, welche durch den Bolzen *b* an dem schmiedeeisernen Ventilsitze Fig. 87, der in den Cylinderdeckel eingegossen ist, festgehalten werden. Der tellerförmige Ansatz des Bolzens *b* dient zur Hubbegrenzung des an seinem ganzen Umfange sich öffnenden Ventiles. Diese Construktion hat sich

*) Zeitschr. des Architekten- u. Ing.-Vereins zu Hannover, 1872, Band 18.
**) Gstöttner in „Erfahrungen" 1870, S. 15.

sehr gut bewährt, indem innerhalb zwei Jahren des Betriebes keine der zahlreichen Klappen des Gebläses ausgewechselt werden musste. Allerdings beträgt die Windpressung nur 2·7 Cent. Quecksilber. Bezüglich der Anordnung der Ventile am Cylinder s. unten den betreffenden Abschnitt.

Eine eigenthümliche Einrichtung zeigt das Fig. 92 und 93 dargestellte Ventil, aus einer Lederplatte bestehend, welche an zwei entgegengesetzten Seiten durch Eisenschienen *s* und Schrauben befestigt wird; in Fig. 92 ist dasselbe geschlossen gezeichnet, und nimmt in offenem Zustande die punktirte Stellung ein. Der Grundriss zeigt deutlich die Form des Sitzes. Solche Ventile schlagen indessen heftig.

Bei den Ventilen in Form von ringförmigen Scheiben aus Kautschuk muss durch entsprechende Form des Ventilkastens für Fortleitung der Luft in die Windleitung gesorgt werden.

Ventile für hohen Druck, Ringventile. Die Aufgabe, für den bei Bessemergebläsen vorkommenden hohen Druck Ventile zu construiren, welche grössere Dauer besitzen, ohne sonstige Nachtheile zu zeigen, ist noch nicht entsprechend gelöst. Man benützt Schiebergebläse, über welche unten die Kritik folgt; bei den eigentlichen Ventilen sind meist kleine Dimensionen und biegsames Material im Gebrauch, welches den Nachtheil des verhältnissmässig grossen Uebergriffes schwinden lässt. So sind bei Kirk's Gebläse*) kleine runde Kautschuk- oder Lederscheiben angeordnet.

Am häufigsten trifft man bei den Bessemergebläsen Ringventile (vergl. S. 84) aus Kautschuk. Die Oeffnungen für dieselben erhalten $2^1/_2$ bis 3 Cent. Durchmesser und werden in einer bis vier Reihen am ganzen Umfange einer cylindrischen Wand angebracht. Die Ränder derselben sollen rund ausgefeilt sein, weil sonst das Kautschuk durch das sich beständig wiederholende Anpressen bald beschädigt wird. Die Saugringe erhalten 8 bis 10, die Druckringe 12 bis 15 Millimeter Stärke. Die Dauer ist verhältnissmässig kurz und wird bei den Druckringen, bei der Anzahl von 6 bis 8 Chargen täglich, zu 1 bis 3 Monate angegeben; die Ursache davon liegt nicht nur in der mechanischen Abnützung, sondern auch in der höheren Temperatur, welche die Luft durch die starke Verdichtung erhält, und welche das Kautschuk spröde macht, so dass die Ringe brechen.

Die Druckringe sollen geringere Dauer besitzen, daher Stiehler vorschlägt, dieselben durch versteifte Klappen zu ersetzen und die Ring-

*) Dingler's polyt. Journal 1868, 188. Bd., S. 117.

ventile nur zum Ansaugen zu benützen. Die betreffende Anordnung ist im folgenden Kapitel angegeben.

Die früher beschriebenen Tellerventile des Ternitzer Gebläses besitzen die gewöhnliche Construktion aus Leder und Blech bei verhälnissmässig grossem Durchmesser.

Anordnung der Ventile.

Die Ventile sollen am Cylinder so angeordnet werden, dass der schädliche Raum möglichst klein ausfällt, auch müssen sie leicht zugänglich sein, um besichtigt und reparirt werden zu können; daher pflegt man in dem Gehäuse, welches die Druckventile enthält, eine Oeffnung mit Deckel anzubringen, die im Inneren spielenden Saugventile aber an einem abgesonderten Ventilsitze zu befestigen, welcher sammt denselben abgenommen werden kann. Auch die Druckventile erhalten meistens einen besonderen Sitz, weil dadurch die nothwendige Appretur der Auflagefläche erleichtert ist.

Die Kästen der Druckventile münden in einem Behälter, den Windsammler oder Windsammlungskasten, welcher die von beiden Cylinderenden kommende Luft aufnimmt, und an welchen sich die Windleitung anschliesst. In neuerer Zeit werden öfters auch die Saugventile mit einer ähnlichen Einrichtung versehen; mittelst einer Röhrenleitung, welche in den die Ventilkästen verbindenden Behälter mündet, kann von einem beliebigen Orte reine Luft dem Gebläse zugeführt und das nachtheilige Einsaugen von Staub verhindert werden. Dabei ist auch jede Luftbewegung im Gebläsehause vermieden, und wird durch die Continuität des Luftstroms im Saugrohre das Oeffnen der Saugventile erleichtert; eben dieser Umstand erschwert jedoch auch den Schluss derselben.

Anordnung bei horizontalem Cylinder. Bei horizontalen Cylindern, wo fast nur Klappen gebraucht werden, sind die Ventile ohne Anstand zweckmässig anzuordnen; man hängt dieselben in den beiden Cylinderdeckeln auf, wie Fig. 89 und 90 darstellen. Die besonders hergestellten Sitze *s* werden in entsprechende Oeffnungen des Deckels eingelassen, mittelst Flantschen und Schrauben befestigt. In Fig. 89 ist ein grosses Ventil durch zwei kleine ersetzt. Fig. 88 zeigt ein Druckventil ohne besonderen Sitz; dabei ist *c* der Cylinder, *d* der Deckel und *w* der Ventilkasten. Die gewöhnlichen Anordnungen der Ventilkästen sind später unter „Windsammler" beschrieben.

Den Cylinder der Georgs-Marienhütte bei Osnabrück*) zeigt Fig. 71

*) Zeitschr. des Architekten- und Ing.-Vereins zu Hannover, 1872, 18. Bd.

im Längenschnitt. Die Deckel sind im oberen Theile mit vertikalen und horizontalen Rippen versehen und zwischen diesen die S. 91 beschriebenen Saugventile angebracht. Die unteren Theile der Deckel enthalten die Druckventile (S. 92), und es sind an denselben Kästen *k* angegossen, welche mit dem blechernen Windsammler *w* communiciren. Fig. 72 ist die Ansicht des Deckels.

Eine eigenthümliche, den Bessemergebläsen ähnliche Anordnung zeigt das bei der Přibramer Schmiede aufgestellte Gebläse*), dessen Cylinder Fig. 74 im Längen- und Fig. 73 im Querschnitt nach *AB* darstellen. Die Ventilöffnungen sind mit einzelnen runden Kautschukplatten (Fig. 86, vergl. S. 92) bedeckt, und sämmtlich an den Gussstücken *a a* befestigt, welche an beide Cylinderenden gelegt und von Schlussplatten *b* bedeckt sind. Der Raum *r* ist gegen aussen offen, indem die Deckplatte *b* an der betreffenden Stelle durchbrochen ist, der Raum *t* dagegen ist gegen aussen wie gegen den Cylinder abgeschlossen und mündet beiderseits in einen halbringförmigen an *a* angegossenen Kanal, und dieser in den Längskanal *l*, welcher parallel zur Axe des Cylinders liegt und wieder mit diesem aus einem Stück gegossen ist. An den Kanal *l* schliesst sich die Windleitung *w*. Die Räume zwischen den beiden kreisförmigen, concentrischen Wänden der Stücke *a* sind gegen den Cylinderraum offen, gegen aussen durch die entsprechend eingelassenen Deckel *b* abgeschlossen. In diesen Wänden befinden sich die Ventile, und zwar in ss_1 die Saug- und in dd_1 die Druckventile. Entfernt sich also der Kolben von dem im Querschnitt Fig. 74 gezeichneten Cylinderende, so öffnen sich *s* und s_1; die Luft tritt von aussen durch den Raum *r* und die Ventile *s*, ferner durch s_1 direkt in den Cylinder. Beim Rückgange des Kolbens öffnen sich dd_1, die verdichtete Luft tritt durch *d* direkt, und von d_1 durch *t* in den Ringkanal und von dort in den Windsammler *l*.

Anordnung bei vertikalem Cylinder. Schwieriger ist die Anordnung bei vertikalem Cylinder. Um der Anwendung von Gegengewichten, Federn u. s. w. zur Ausgleichung des Ventilgewichtes zu entgehen, stellt man grössere Klappenventile meistens nahe vertikal, obwohl dadurch, wie die folgenden Beispiele zeigen, der schädliche Raum etwas grösser wird. Es müssen in diesem Falle am Deckel und Boden des Cylinders Gehäuse nicht nur für die Druck-, sondern auch für die Saugventile befestigt oder angegossen sein. Die Fig. 79 und 91 geben Beispiele dieser Construktion, wobei die erwähnten Gehäuse mit dem Deckel des Cylinders aus einem Stücke gegossen und besondere Sitze vorhanden

*) Beschrieben von Gstöttner in den „Erfahrungen" 1870, S. 15.

sind. Das Druckventil Fig. 91 ist durch eine Oeffnung mit Deckel *d* zugänglich; dieselbe kann auch in der oberen Wand *w* des Ventilkastens angebracht sein. Einfach ist die Anordnung Fig. 78, nach welcher das Druckventil *v* unmittelbar am Rande des Ventilkastens *g* befestigt wird, der in den Windsammlungskasten hineinragt. Nur wäre es zweckmässig, den Ventilkasten abgesondert herzustellen und am Cylinderdeckel zu befestigen.

Bei den beschriebenen Construktionen ist das Innere der Gehäuse *g g* schädlicher Raum; um denselben zu verkleinern, wendet man statt einer grossen zwei kleinere Klappen *s s* Fig. 95 an, welche sich in einem gemeinschaftlichen Gehäuse befinden. Der Deckel *d* des letzteren ist viereckig, ringsum mit horizontalen Flantschen versehen, und ragt soweit in das Gehäuse hinab, dass den Klappen eben nur der nöthige Hub gestattet ist. Das Leder der Ventile ist zwischen die Flantschen des Gehäuses und seines Deckels eingeklemmt. Eine ähnliche Construktion lässt sich nach Fig. 96 für die unteren Saugventile anwenden.

Endlich können zur Verminderung des schädlichen Raumes, wie Fig. 97 zeigt, auch die Saugventile *s* und Druckventile *d* in einen gemeinschaftlichen Kasten eingeschlossen werden. Die Ventile sind an die Innenseite des letzteren befestigt; zwei Oeffnungen mit einem Deckel *a* gestatten leichten Zugang zu den Ventilen.

Bei den neueren Gebläsen sind meist eine grössere Zahl kleiner Tellerventile oder schmaler Klappen in Anwendung, der Gesammtquerschnitt der Oeffnungen grösser, daher auch die Anbringung der Ventile eine ausgedehntere Fläche und geänderte Einrichtungen erfordert. Fig. 98 zeigt zur Hälfte den Längenschnitt und die Ansicht, Fig. 99 den Querschnitt des Cylinders eines Gjers'schen Gebläses, welches auf den Ayresome-Eisenwerken zu Middlesborough aufgestellt wurde.*) An den Cylinder *C* sind Gehäuse angegossen und an deren Oeffnungen die Ventilsitze befestigt; *s* sind die Saug- und *d* die Druckventile, beide einfache Lederklappen, deren Hub durch gitterförmige schräg gestellte Platten begrenzt wird. Die Deckel *a* sind tief in den Cylinder eingelassen und nur an den Stellen, wo die Ventilgehäuse sich befinden, correspondirend den letzteren mit Kanälen versehen, welche durch die gekrümmten Wände *w* begrenzt sind. Am Gebläsecylinder sind zwei geschlossene cylindrische Blechmäntel *m* befestigt, in welche die Röhren *p* und *q* münden. Durch ersteres tritt die anzusaugende Luft, welche von einem beliebigen Orte zugeführt werden kann, zu den Saugventilen, durch das Rohr *q* strömt die verdichtete Luft in die Windleitung. Mittelst Drossel-

*) Polyt. Centralblatt 1872, S. 1179.

klappen können die Rohre *p* und *q* gesperrt und dadurch der Cylinder von denen der anderen Maschinen abgeschlossen werden. Gegen diese Anordnung ist einzuwenden, dass der schädliche Raum bei derselben ziemlich gross und bei dem kurzen Hub um so merklicher ist, wiewohl zu dessen Verminderung die, wie es scheint, hölzernen Einlagen *e* angebracht sind. Die Behälter *m* besitzen 0·66^m radiale Weite und sind durch Mannlöcher befahrbar, so dass leicht der Zutritt zu den Ventilen stattfinden kann. Ueber das Weitere s. „Anordnung."

Eine andere Construktion besitzt der Cylinder des Gebläses zu Creuzot*), welchen Fig. 104 im Vertikalschnitt, Fig. 105 im Horizontalschnitt durch die Ventilkästen und Fig. 103 zur Hälfte im Querschnitt zeigen. Derselbe ruht auf dem von vier Säulen gestützten Untersatz *u*, welcher den Cylinder unten abschliesst, und sowie der Deckel *n* gegen aussen geneigte Kanäle für die Ein- und Ausströmung der Luft besitzt. Die Schrauben *s*, an beiden Enden des Cylinders gleich angeordnet, verbinden letzteren mit *n* und *u*. An den Stücken *n* und *u*, sowie an vertikalen an den Cylinder angegossenen Flantschen sind gusseiserne Rahmen *g* und an diesen die blechernen Kästen *k* für die Saug- und Druckventile befestigt. Die Kästen *k* endlich stehen mit vertikalen Blechrohren *S D* in Verbindung; an *D* schliesst sich die Windleitung an, durch *S* erfolgt das Ansaugen von Luft, welche wieder von einem beliebigen Orte zugeführt werden kann. Da das Rohr *D* die verdichtete Luft führt, besitzt es etwas geringeren Durchmesser als *S*. Die Ventile sind lange schmale Klappen, welche in 5 ober einander liegenden Reihen die mit Gitter versehenen Oeffnungen bedecken. Die Ventile sind durch grosse mit Deckeln versehene Löcher in den Kästen *k* zugänglich. Der Kolben hat Ansätze *b* zur Verminderung des schädlichen Raumes.

Bei elastischen Klappen von geringer Breite, daher geringem Gewichte, kann man die horizontale Lage auch ohne Gegengewichte beibehalten, wie bei einem anderen Gebläse zu Creuzot, Fig. 144 und Fig. 145 (vergl. „Anordnung"), wo die langen schmalen Klappen diese Lage besitzen.

Sehr gebräuchlich ist eine Vertheilung der Ventile auf den ganzen Umfang des Cylinders oder Deckels, wobei eine grosse Anzahl derselben angebracht und der schädliche Raum doch klein gehalten werden kann. Eine derartige häufig vorkommende Anordnung zeigt Fig. 106, welche den Cylinder in einem radialen Schnitte darstellt. Am oberen Cylinderende ist ein Aufsatz *a* und auf diesem der Cylinderdeckel *b* befestigt. Der obere und untere Theil des Aufsatzes *a* ist durch eine Anzahl radialer

*) Jordan, Album du cours de metallurgie, 2. Aufl., Tafel 32 und 33.

Wände verbunden, zwischen welchen sich die Saug- und Druckklappen *s d* befinden. Am unteren Cylinderende dagegen ist an den Boden das ringförmige, ebenfalls mit radialen Rippen versehene Gehäuse *g* angegossen, dessen untere Flantschen auf dem Fundament ruhen und mit demselben verankert sind; *s* sind wieder die Saug- und *d* die Druckventile. Ober den letzteren befinden sich ringförmige Blechkästen *k*, aus welchen die verdichtete Luft durch rechteckige Kanäle in den Windsammler und von dort in die Windleitung strömt; *A* ist der Kolben.

Das vom Bergrath Novak zu Přibram für die Franzensthaler-Hütte construirte Gebläse Fig. 102*) zeichnet sich ebenfalls durch kleinen schädlichen Raum aus. An jedem Cylinderende sind 4 Saug- und 4 Druckventile *s* und *d* abwechselnd angebracht. Die verdichtete Luft tritt von je zwei vertikal ober einander befindlichen Druckventilen in einen an den Cylinder angegossenen Kanal *c*; die vier Kanäle *c* münden in einen ringförmigen, ebenfalls am Cylinder angegossenen Windsammlungskasten *w*, der mit der Windleitung *r* in Verbindung steht. Sämmtliche Ventile haben besondere Sitze; Oeffnungen mit Deckeln *e* gestatten eine Revision der Druckventile. Die Cylinderdeckel sind so weit eingelassen, dass blos zwei ringförmige Kanäle *n* frei bleiben, und überdies sind die zwischen den Ventilen gelegenen Theile der Kanäle *n* durch Vorsprünge an den Deckeln ausgefüllt. Nur wird dabei der Guss des Cylinders ein schwierigerer.

Bei dem Gebläse von Dick und Stevenson Fig. 265 sind die nach Fig. 266 construirten, auf S. 89 beschriebenen Druckventile am ganzen Umfange des Cylinders *g* vertheilt; der letztere ist mit einem Blechmantel umgeben, in welchen die Windleitung mündet.

Sehr zweckmässig ist die Galloway'sche Anordnung Fig. 94**). Die Ventile sind, wie früher erwähnt, runde dünne Scheiben *s d*, welche an Führungsstielen auf- und niedergleiten. Zur Befestigung derselben sind an den Cylinder drei breite Flantschen *f* angegossen, von welchen die mittlere und untere die Ventilöffnungen enthalten. In jede Oeffnung ist ein Ventilsitz eingesetzt, an den Steg des Druckventilsitzes eine Platte zur Hubbegrenzung für das Saugventil angegossen, während der Hub des Druckventiles durch eine besondere Platte *a* begrenzt wird. Ventile und Sitze sind auf eine gemeinsame Spindel aufgeschoben, die mit den erforderlichen Verstärkungen und Muttern zum Festhalten der Sitze versehen ist. Mittelst der Mutter *m* wird der Sitz des Druckventiles *d*, mittelst *n* der des Saugventiles *s* angezogen. Entfernt man

*) „Erfahrungen" 1865, S. 12.

**) Polyt. Centralblatt 1873, S. 1461.

m, so kann die Spindel nebst allen daran befindlichen Theilen nach unten herausgezogen werden. Diese Einrichtung gestattet daher bei verhältnissmässig einfacher Form des Cylinders eine sehr bequeme und rasche Auswechselung der Ventile. Die unterste der Wände *f* ist mit der nächst höheren durch radiale zwischen den Ventilen befindliche Rippen verbunden. Der Raum ober den Druckventilen communicirt mit einem ringförmigen Blechkasten *k* und dieser mit der Windleitung.

Anordnung ringförmiger Ventile. Eine Anordnung für ringförmige Fächerventile zeigen Fig. 100 und 101 im Vertikalschnitt und Grundriss. Die Saug- und Drucköffnungen *s* und *d* sind in zwei concentrische Reihen vertheilt; sie werden von je einer gemeinschaftlichen ringförmigen Kautschukplatte bedeckt, welche mit dem äusseren Rande am Deckel befestigt ist. Wegen der Dehnbarkeit des Materiales steigt der innere Rand auf, sobald die erforderliche Spannungsdifferenz der Luft eingetreten ist, und die Elastizität des Kautschuks beschleunigt den Schluss. Am Cylinderdeckel ist ein ringförmiges Gehäuse mit Deckel *k* aufgegossen, welches durch das Rohr *r* mit dem Windsammlungskasten communicirt; in dem Raume *c* ist die in der Zeichnung weggelassene Stopfbüchse für die Kolbenstange angebracht. Bei grösseren Ventilöffnungen empfiehlt man einen concentrischen, diese Oeffnungen durchschneidenden Steg anzubringen und darauf das Ventil längs seiner Mittellinie zu befestigen.

Die Gebläse von Bessemer, dann von Stiehler und Leyser*) sind für hohe Windpressungen bestimmt und nach Fig. 107 angeordnet; Fig. 108 zeigt einen Theil des Cylinders und Deckels in vergrössertem Maassstabe. Die Deckel bestehen aus je zwei Platten *d* und *e*, welche einen hohlen Raum einschliessen. In diesen Raum tritt die anzusaugende Luft durch das Rohr *s* und den beiderseits offenen Kanal *c*. Das Rohr *s* kann bis zu einem beliebigen Orte, wo sich reine Luft befindet, verlängert werden.

Die cylindrische Wand *n*, Fig. 108, ist ringsum mit einer Menge kleiner Oeffnungen versehen, die von einem gemeinschaftlichen Ringventil aus Kautschuk *m* überdeckt sind. Dieses wird durch einzelne Eisenschienen *t* in seiner Stellung erhalten und fungirt als Saugventil. Die Enden des Cylinders selbst sind ebenfalls mit Oeffnungen versehen und darüber Kautschukringe *o* gelegt, welche als Druckventile fungiren und durch Klammern *p* in ihrer Stellung erhalten werden. Die verdichtete Luft tritt in zwei ringförmige, die Cylinderenden umgebende

*) Oesterr. Ingenieur-Verein 1863, S. 41; Album du cours de métallurgie par S. Jordan, Taf. 19; Erfahrungen 1864, Taf. 14.

Kanäle *v*, Fig. 107, welche nur an einer Stelle, und zwar durch den Kanal *c* unterbrochen sind.

Die Druckventile können daher auch keine geschlossenen Ringe bilden, sondern ihre Enden werden beiderseits an den Wänden des Kanales *c* befestigt. Die Kanäle *v* endlich stehen mit der Windleitung *r* durch den Windsammlungskasten *w* in Verbindung, der wie *v* und *c* an den Cylinder angegossen ist.

Soll die Luft direkt aus dem Gebläsehause entnommen werden, so lässt man den äusseren Deckel *d* und den Kanal *c* weg.

Den Stiehler'schen Gebläsecylinder (vergl. S. 93), zeigen Fig. 113 im Längenschnitt, die linke Hälfte der Fig. 114 im Querschnitt nach *AB*, die rechte nach *CD**). Die Anordnung ergab sich durch die Wahl von Kautschukringen als Saug- und von versteiften Lederklappen als Druckventilen. Der Cylinder *c* ist an den Enden erweitert; die Erweiterung *a* besitzt ebenfalls cylindrische Form, ist jedoch gegen den Cylinder selbst exzentrisch gestellt und mit einem eingelassenen Deckel verschlossen, an welchem sich der als Saugventil dienende Kautschukring *b* befindet. Die angesaugte Luft strömt daher in den Raum *a* und von dort in den Cylinder selbst. Die verdichtete Luft gelangt aus letzterem durch den Raum *a* und die Klappenventile *dd* in den seitwärts angegossenen Längskanal *e*, dessen Wände zugleich den über den Cylinder vorragenden Theil des Gehäuses *a* stützen; bei *w* schliesst sich die Windleitung an. Die Form ist allerdings eine complicirtere als bei der gewöhnlichen Anordnung, der Deckel und die Endstücke des Cylinders erhalten grossen Durchmesser; die parallel zur Axe gemessene Breite des Raumes *a* muss gross genug sein, damit die Luft hinreichend leicht durchströmen könne, dieser Raum fungirt aber als schädlicher Raum. Vortheile der Anordnung sind dagegen, dass die Saugventilöffnungen wegen des grösseren Umfanges des Raumes *a* einen grösseren Gesammtquerschnitt erhalten, und dass man sich nach Abnahme der Deckel vom dichten Schluss der Druckventile überzeugen kann, wenn man Sorge trägt, dass die Pressung in der Windleitung erhalten bleibt.

Gebläse mit Ventilen am Kolben. Eine eigenthümliche Einrichtung zeigt das Gebläse von Vauthier und Gibour**) Fig. 118. Bei demselben ist der hohle Kolben *k* zugleich Windsammlungskasten; die Druck-

---

*) Nach einer 1867 im Selbstverlag des Verfassers erschienenen Broschüre, s. auch Uhland's Maschinen-Construkteur, 1. Jahrgang, 1868, S. 152.

**) Rittinger, Mittheilungen über die Pariser Ausstellung 1855. Ein ähnliches Gebläse wurde auch von Bergrath Moschitz zu Rhonitz aufgestellt, Bericht über die zweite Versammlung von Berg- und Hüttenmännern zu Wien, 1862, S. 118.

ventile d und Saugventile s sind wie in Fig. 100 Kautschukringe; ein an den Kolben sich schliessendes Rohr c führt die Luft zur Windleitung w.

Aehnlich dem vorigen ist das Kirk'sche Gebläse*) construirt, nur dass das Einsaugen durch die hohle Kolbenstange erfolgt; ss_1 Fig. 121 sind nämlich die Saug- und dd_1 die Druckventile. Das Innere des Kolbens steht mit der Höhlung der Kolbenstange durch mehrere ovale Oeffnungen in Communication. Die verdichtete Luft strömt durch die Druckventile in Hohlräume an den Cylinderenden und von dort in die Windsammler w. Ein Vortheil dieser Anordnungen besteht darin, dass die ganze Ringfläche des Kolbens und des Deckels für Ventile disponibel ist, daher letztere einen grossen Gesammtquerschnitt erhalten und das Gebläse, wenn die einzelnen Ventile klein sind, rasch umlaufen kann. Auch ist bei dem grossen Durchmesser der Kolbenstange eine Biegung derselben durch das Kolbengewicht beseitigt. Dagegen sind die am Kolben angebrachten Ventile schwer zugänglich. Das Kirk'sche Gebläse ist für hohe Pressung bestimmt und daher mit zahlreichen kleinen runden Kautschuk- oder Lederventilen versehen.

Windsammler. Die Gehäuse der Druckventile erhalten meist eine rechteckige Form, welche bei kleineren Dimensionen auch für die Windsammlungskästen beibehalten wird. Für hohe Spannung und grossen Querschnitt ist die runde Form aus bekannten Gründen geeigneter. Der Querschnitt des Windsammlers ist so gross zu nehmen, als jener der Windleitung.

Die Anordnung der Windsammlungskästen ist von der Stellung der Gebläsecylinder und der Windleitung abhängig. Beispiele davon geben Fig. 117 für einen, Fig. 115 und 116 für zwei Gebläsecylinder; C sind die Cylinder, v die Druckventilkästen, w die Windsammlungskästeu und r die Windleitungen. Bei der Anordnung Fig. 115 ist an jeden Cylinder der zugehörige Windsammlungskasten angegossen.

Bei liegenden Gebläsen werden die Windsammler meist unter die Gebläsecylinder gelegt und münden in das Windleitungsrohr, dessen Axe senkrecht gegen die der Cylinder gerichtet ist.

Bei dem Turbinengebläse zu Neuhütten in Böhmen sind nach Fig. 158 bis 160 die Ventilkästen k durch Rohre s von viereckigem Querschnitt und diese durch ein ebensolches Rohr r verbunden, in welches die Windleitung w mündet. Die Anordnung ist jedoch weniger einfach.

*) Dingler's polyt. Journal 1868, 188. Bd., S. 117.

Mehrere andere Beispiele für Windsammler wurden bereits früher angeführt.

Soll bei zweicylindrigen Gebläsen der eine Cylinder im Betriebe verbleiben, während bei dem anderen eine Reparatur vorgenommen wird, so versieht man jeden mit einem besonderen Windkasten und bringt in dem Rohre, welches den letzteren mit der Windleitung verbindet, ein Druckventil an, das für gewöhnlich durch eine Stütze offen erhalten ist. Entfernt man diese, so wird der zugehörige Cylinder isolirt; das erwähnte Ventil muss durch eine mit einem Deckel versehene Oeffnung von aussen zugänglich sein. Oder es wird dieser Abschluss durch eine Drosselklappe erzielt.

Schiebergebläse.

Das Bemühen, die Vortheile einer grossen Kolbengeschwindigkeit zu erreichen, führte auf den Gedanken, die Ventile durch einen vom Mechanismus der Gebläsemaschine bewegten Schieber zu ersetzen. Man hat Schieber vorzüglich bei Bessemergebläsen angewendet, bei welchen wegen der hohen Pressung die Ventile besondere Anstände verursachen. Bei den ausgeführten Schiebergebläsen erhält der Schieber entweder hin- und hergehende oder drehende Bewegung.

Die erstere Bewegung wird durch ein an der Kurbelwelle befindliches Kreisexzenter, auch mittelst Kurbel hervorgebracht; die Schieber sind dabei entweder Muschelschieber, wie bei Dampfmaschinen, oder hohle Cylinder, welche die Gebläsecylinder umgeben; endlich hat man ein Zweikolbensystem statt des Schiebers benützt.

Drehende Bewegung ist bei Fossey's Gebläse in Anwendung, der Schieber eine Scheibe, welche durch Rädertransmission von der Kurbelwelle in Bewegung gesetzt wird.

Muschelschieber. Bei diesen circulirt entweder die verdichtete Luft unter, die angesaugte ober dem Schieber oder umgekehrt.

Von der ersteren Art ist das Gebläse von Thomas und Laurent*), welches Fig. 109 im Vertikalschnitte, Fig. 110 im Horizontalschnitte nach der Linie pq darstellt. An der Seitenwand des Cylinders befinden sich drei Kanäle abc, von welchen der mittlere c mit der Windleitung w, die beiden anderen mit den Cylinderenden in Verbindung stehen. Die Mündungen der drei Kanäle bilden eine ebene Fläche, welche dem Schieber s zur Unterlage dient. Am Zapfen z ist die Schieberstange

*) Album du cours de métallurgie par S. Jordan, Taf. 17.

befestigt; das Exzenter, welches dieselbe bewegt, ist derart gegen die Gebläsekurbel verstellt, dass der Schieber die beiden Cylinderenden abwechselnd mit der äusseren Luft und mit der Windleitung in Verbindung setzt, wie es eben die Kolbenbewegung fordert. Bewegen sich z. B., wie in Fig. 110, Kolben und Schieber nach der Richtung der Pfeile, so wird durch *a* gesaugt, durch *b* und *c* die verdichtete Luft in die Windleitung gedrückt. Um zu hindern, dass die Spannung der Gebläseluft den Schieber *s* von seiner Unterlage abhebe, wird derselbe, wie Fig. 111 in vergrössertem Maassstabe zeigt, beiderseits durch je zwei Stellschrauben *n* befestigt. Die Schrauben *n* drücken auf Federn und diese auf eine Eisenschiene, welche den Schieberrand bedeckt; die Bewegung des Schiebers wird dadurch nicht gestört. Es lässt sich auf diese Weise ein dichter Schluss erreichen, ohne dass die Reibung gross ist. Die Ständer *t* der Schrauben *n* sind auf Erweiterungen der Flantschen des Schiebersitzes befestigt.

Umgekehrt ist die Luftvertheilung beim Gebläse von Cavé*), Fig. 112; hier wird der Schieber stets von der verdichteten Luft an seinen Sitz gedrückt Dabei fallen die Stellschrauben weg, wogegen die Reibung grösser wird. Die Einrichtung ist ähnlich wie bei einer Dampfmaschine mit Schiebersteuerung; *a b* sind die Kanäle für Ein- und Ausströmung der Luft; der Raum *c* zwischen beiden ist offen und lässt mithin die äussere Luft unter den Schieber treten, von wo sie abwechselnd durch *a* und *b* in den Cylinder gelangt. Die verdichtete Luft strömt in den Schieberkasten *k*, welcher durch ein schräg abwärts gehendes Rohr *w* mit der Windleitung verbunden ist. Das Cavé'sche Gebläse erfordert also einen Schieberkasten, welcher beim vorigen wegfällt.

Cylindrische Schieber. Zu den Gebläsen mit cylindrischem Schieber gehört das von Slate', Fig. 119 und 120. Nahe dem oberen und unteren Cylinderende sind Reihen von Oeffnungen *a* und *b* angebracht, durch welche die Luft zu- und abströmt. Der Schieber *s* umgibt den Cylinder und schleift auf dessen äusserer Fläche, welche an den entsprechenden Orten abgedreht ist. Die Bewegung geschieht mittelst zweier parallel gestellter Exzenter und Schieberstangen, welche an den Zapfen s befestigt sind. An zwei gegenüberstehenden Seiten ist der Schieber mit Oeffnungen *o*, Fig. 120, versehen, deren erweiterte Ränder an den Flächen der Windsammlungskästen *w* gleiten; die Kästen *w* haben Oeffnungen, welche mit *o* correspondiren. Unter dem Schieber befindet sich stets verdichtete Luft; dieselbe strömt aus dem Cylinder abwechselnd durch *a* oder *b*, bei der Stellung Fig. 119 durch *b* in die Höhlung des Schiebers und von

*) Allg. Berg- und hüttenm. Zeitung 1859, 1. Bd., S. 169.

hier durch die Kästen w in die Windleitung. Es dürfte schwierig sein, einen dauernden Schluss zwischen dem Schieber einerseits, dem Cylinder und den Kästen w anderseits zu erhalten; dagegen ist der Schieber, wie beim Gebläse von Thomas und Laurent, entlastet, auch wird bei gegebenem Hub der Ein- und Ausströmungsquerschnitt beträchtlich grösser als bei Muschelschiebern, weil die Oeffnungen ab sich über den ganzen Cylinderumfang erstrecken.

Von ähnlicher Einrichtung ist das Gebläse Fig. 126 von Carl Schmidt.*) Der Schieber s besteht aus zwei Gusseisenringen, welche an der Fläche des Gebläsecylinders gleiten und durch einen Blechcylinder mit einander verbunden sind. Um den Luftverlust zwischen Cylinder und Schieber zu hindern, ist der letztere an der Auflagfläche mit einer besonderen Dichtung versehen. Zwei Röhren w, die in Stopfbüchsen auf- und niedergleiten, führen die verdichtete Luft vom Schieber zur Windleitung r. Wegen unzeitiger Oeffnung und Schliessung der Luftkanäle, also wegen fehlerhafter Einrichtung des Schiebers, wurde dieses Gebläse als nicht praktisch befunden.

Gebläse mit Kolbensteuerung. Einige Gebläse von geringeren Dimensionen, bei welchen Kolben die Stelle der Schieber vertreten, aber dem Prinzipe nach ganz wie diese wirken, wurden in Frankreich und Toskana ausgeführt.**) Fig. 127 und 128 zeigen deren Construktion im Vertikal- und Horizontalschnitte. An den Gebläsecylinder ist ein zweiter kleinerer Cylinder c angegossen, mit zwei Reihen Oeffnungen oo_1 versehen, welche durch ringförmige Kanäle nn_1 mit den Enden des Gebläsecylinders in Verbindung stehen. Zwei Kolben v, welche von einer Gegenkurbel aus durch eine gemeinschaftliche Kolbenstange k bewegt werden, ersetzen den Schieber; an das Rohr w schliesst sich die Windleitung. Bei der Stellung Fig. 128 wird durch o_1 und n_1 äussere Luft in den Cylinderraum A gesaugt, aus B dagegen verdichtete Luft durch n, o und w in die Windleitung gedrückt. Bei fortgesetzter Bewegung nach der Richtung der Pfeile rücken die Kolben über die Oeffnungen oo_1 weg und verbinden daher B mit der äusseren Luft, A mit der Windleitung; mittlerweile hat auch der Kolben seinen Lauf gewechselt, so dass die neue Luftvertheilung die entsprechende ist. Auch hier ist der Schieber entlastet. Die Kolben vv, sowie der Gebläsekolben sind blos aussen glatt abgedreht und arbeiten ohne Liederung. Soll der genügende Querschnitt für die Luftströmung vorhanden sein, so wird der Durchmesser des Cylinders c, oder die Länge der Oeffnungen

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1858, S. 179.

**) Jordan, Album du cours de mét., Taf. 18.

oo_1, mithin die Hubhöhe der Kolben v beträchtlich, wie man sich durch eine einfache Berechnung überzeugt.

In England stehen mehrere Gebläse, bei welchen die Luftvertheilung ausser durch Kolben noch durch selbstthätige Druckventile besorgt wird, in Betrieb. Ein solches Gebläse ist durch Fig. 210 im Grundriss und durch Fig. 209 im Schnitte, zum Theil Ansicht, dargestellt. Mit dem Gebläsecylinder g, in welchem sich der Kolben auf- und niederbewegt, steht durch zwei Kanäle von flach rechteckigem Querschnitt cc_1, ein zweiter an beiden Enden offener Cylinder n in Verbindung, welchem durch das Rohr s die anzusaugende Luft zuströmt, und in welchem das Kolbensystem kk_1 spielt. Mit den Kanälen cc_1 stehen ferner die mit den Druckventilen versehenen Gehäuse dd_1 und mit diesen der Windsammler w in Verbindung, an welchen sich die Windleitung anschliesst. In Fig. 209 befinden sich die Kolben kk_1 in der höchsten Stellung, der Gebläsekolben bewegt sich abwärts; die anzusaugende Luft strömt durch s, n und den Kanal c in den Cylinder, das Ventil d ist durch den im Windsammler herrschenden Druck geschlossen. Die Luft unter dem Gebläsekolben tritt durch den Kanal c_1 in den ringförmigen, den Kolben k_1 umgebenden Raum und von dort durch das geöffnete Ventil d_1 in die Windleitung. Das die Kolben kk_1 bewegende Exzenter ist entsprechend gegen die Kurbel verstellt, so dass beim folgenden Aufgange des Gebläsekolbens die genannten Kolben kk_1 in ihre untere Stellung gelangen, mithin durch c_1 gesaugt, durch c und d ausgeblasen wird. Die Kolben kk_1 reguliren daher nur die Funktion des Saugens, während das Ausblasen durch selbstthätiges Oeffnen der Druckventile dd_1 erfolgt; durch Anwendung derselben wird bezweckt, dass der Austritt für die verdichtete Luft nicht früher als im richtigen Momente, d. h. wenn die Spannung im Cylinder bereits so gross geworden ist, als in der Windleitung, geöffnet, und mithin der Rückströmung vorgebeugt werde, was durch mechanisch bewegte Kolben oder Schieber allein nur dann stets erreicht werden kann wenn die Pressung in der Windleitung constant ist. — Da zwei Gebläse gekuppelt sind, gabeln sich die Saug- und Blasrohre s und l. Zu Prävali in Kärnten steht ein solches Gebläse in Betrieb, bei welchem die Steuerungskolben durch eine Herzscheibe bewegt werden.

Drehschieber. Schieber mit rotirender Bewegung sind beim Gebläse von E. Fossey*), Fig. 122, in Verwendung. Den Gebläsecylinder umgibt ein zweiter Cylinder c, durch radiale Stützen i mit dem ersteren verbunden; das Ganze ist ein Gussstück. Der Raum zwischen

*) Civilingenieur 9. Bd., S. 66; Berg- und hüttenm. Zeitung 1865, S. 164.

beiden Cylindern sammelt die verdichtete Luft und führt sie durch das Rohr *w* der Windleitung zu. Der Cylinder ist mit zwei aufgeschraubten Deckeln versehen, welche eine Anzahl Oeffnungen *o* enthalten, deren Vertheilung aus Fig. 125 ersichtlich ist. An diese Deckel wie an die Flantschen des äusseren Cylinders schliessen sich zwei kreisförmige Platten, die Schieber, welche durch je zwei Ringe *r s* festgehalten werden; *r* ist an den Stopfbüchsentopf, *s* an die Flantschen des Cylinders *c* geschraubt. Die Schieber enthalten Oeffnungen *e*, welche wie *o* geformt und vertheilt, jedoch in doppelter Zahl vorhanden sind. Von den Oeffnungen *e* steht jede zweite durch einen radialen Kanal *f* mit dem ringförmigen Kanal *n* in Verbindung, welcher gegen den Zwischenraum der beiden Cylinder hin offen ist. Hienach ist klar, wie bei Drehung des Schiebers die beiden Cylinderenden abwechselnd durch *o* und die halbe Anzahl der Oeffnungen *e* mit der freien Luft oder durch *o*, die übrigen Oeffnungen *e*, und die Kanäle *f n* mit dem Raume zwischen den Cylindern, daher mit der Windleitung communiciren. Die wechselnden Stellungen des Schiebers sind in Fig. 123 und 124 in cylindrischen Schnitten durch die Oeffnungen *o* dargestellt. Der Stopfbüchsentopf dient als feste Drehungsaxe für den Schieber, dessen Bewegung durch einen an der Aussenwand des Kanales *n* befindlichen Zahnkranz *z* mittelst der Getriebe *q* von der Kurbelwelle aus erfolgt. Die Transmission muss so berechnet sein, dass die Stellungen der Schieber stets der Kolbenbewegung entsprechen. Durch eine besondere Vorrichtung sind die Schieber entlastet; auch ist ihre Bewegung langsam, consumirt daher wenig Arbeit. Das Gebläse geht ruhig und soll gute Resultate geliefert haben; seine Anordnung ist jedoch als complicirt zu bezeichnen.

Luftvertheilung bei Schiebern ohne äussere Deckung. Um die bei Schiebergebläsen stattfindende Luftvertheilung näher kennen zu lernen, soll ein Cavé'sches Gebläse betrachtet werden, bei welchem kein Voreilen und keine äussere Deckung vorhanden seien. Das Prinzip dieser Einrichtung zeigt die Skizze Fig. 131, worin die Axe *O* der Kurbelwelle, die Kurbel *O K* und der Mittelpunkt *E* des Exzenters im Aufrisse erscheinen. Das Exzenter kann durch eine kleine Kurbel *O E* ersetzt gedacht werden, an deren Zapfen *E* sich die Exzenterstange *e* schliesst, welche durch die Schieberstange *s* mit dem Schieber *S* verbunden ist. Den Schieber *S* und seine Unterlage zeigt die Fig. in einer gegen die vorbeschriebenen Theile um 90° verwendeten Stellung, also im Horizontalschnitte; *a b* sind die Luftkanäle, welche zu beiden Enden des Gebläsecylinders führen; der Raum ober dem Schieber steht mit der Windleitung, der Raum *c* unter demselben mit der freien Luft in Verbindung. Die Untertheile des Schiebers (Schieberlappen) *m n* seien gerade so breit,

als die Kanalmündungen a und b; die Kurbel KO drehe sich in der Richtung des Pfeiles; der Winkel KOE sei gleich 90°.

Bei der Kurbelstellung OK befindet sich der Kolben in der äussersten Stellung links; von da an bewegt er sich gegen die rechte Seite; der Schieber wird durch die Stange e und s links geschoben. Hiebei tritt der Kanal a mit dem Saugraume c, b mit der Windleitung in Verbindung; es kann also links vom Kolben Saugen, rechts Ausströmen der Luft stattfinden, wie es der Kolbenbewegung entspricht. Ist K nach K_1, E nach E_1 gelangt, so befindet sich der Kolben in der Mittelstellung, der Schieber (in der Zeichnung punktirt angedeutet) ist am weitesten geöffnet. Auf dem Wege $K_1 K_2$ und $E_1 E_2$ vollendet der Kolben seinen Hub und kommt in die äusserste Stellung rechts, der Schieber dagegen kehrt aus der punktirten wieder in die anfängliche Lage zurück und verschliesst dabei allmälig die Luftkanäle. Geht nun die Bewegung in gleichem Sinne über K_2 und E_2 fort, so tritt der Kolben den Rücklauf an; der Schieber bewegt sich von der ausgezogenen Stellung noch weiter rechts. Dadurch werden die Kanäle b mit c, und a mit dem Raume ober dem Schieber verbunden, es wird also rechts vom Kolben Luft gesaugt, links ausgedrückt. Die weiteren Erscheinungen bis zu Ende des Rücklaufes sind analog den bisher geschilderten.

Der wirkliche Vorgang weicht jedoch von dem beschriebenen ab. Dieser könnte nur eintreten, wenn die Spannung der Luft in und ausser dem Cylinder stets die gleiche wäre. Nun ist aber zu Ende des Hubes im schädlichen Raume verdichtete Luft enthalten; tritt diese beim Hubwechsel sogleich mit dem Saugraume in Verbindung, so findet statt des Saugens so lange Ausströmen statt, bis unter Mitwirkung der Kolbenbewegung die Spannung genug tief gesunken ist, um das Saugen zu veranlassen. Auf der anderen Kolbenseite dagegen, welche mit der Windleitung in Verbindung kommt, ist die Spannung kleiner als die atmosphärische, es strömt also anfangs Luft aus der Windleitung in den Cylinder zurück. Ein solcher Gang hat, wie leicht einzusehen, einen Effektsverlust zur Folge, welcher mit der Kolbengeschwindigkeit und Spannung der Luft zunimmt.

Schieber mit äusserer Deckung, Gleichungen für den Kolben- und Schieberweg. Zur Vermeidung des angeführten Uebelstandes lässt sich eine den Schiebersteuerungen der Dampfmaschinen entlehnte Einrichtung anwenden, indem man dem Schieber S, Fig. 130, eine äussere Ueberdeckung e gibt, und die Exzentrizität OE_1, Fig. 129, der Kurbel $K_1 O$ um einen Winkel $90° + \delta$ statt 90° nacheilen lässt. Die innere Ueberdeckung kann gleich Null oder sehr klein genommen werden, daher sie bei der folgenden Rechnung vernachlässigt wird. Es ist die Aufgabe,

die äussere Ueberdeckung und den Nacheilungswinkel δ so auszumitteln, dass das Saugen erst beginnt, wenn die Luft des schädlichen Raumes die atmosphärische Dichte angenommen hat, und das Ausblasen, wenn die angesaugte Luft bis auf die in der Windleitung vorhandene Spannung comprimirt ist. Zur Lösung dieser Aufgabe sollen Kolben- und Schieberweg als Funktionen des Drehungswinkels der Kurbel ausgedrückt werden. Dreht sich, Fig. 129, die Kurbel um den Winkel ω bis K, so legt der Kolben, welcher durch die Schubstange KS mit der Kurbel in Verbindung steht, einen Weg x zurück, der annähernd gleich $K_1 P$ gesetzt werden kann. Die Länge KO ist gleich dem halben Kolbenschube $\frac{s}{2}$, daher ergibt sich

$$x = OK_1 - OP = \frac{s}{2} - \frac{s}{2} \cos \omega \text{ oder}$$

$$(1) \quad \ldots \ldots \ldots \quad x = \frac{s}{2}(1 - \cos \omega)$$

als allgemeiner Ausdruck für den Kolbenweg, der einer vom todten Punkte aus stattgefundenen Drehung der Kurbel um den Winkel ω entspricht. Um den gleichen Winkel dreht sich auch der Halbmesser des Excenters, wobei E_1 nach E gelange. Versteht man unter dem Schieberwege ξ die Entfernung des Schiebers aus seiner Mittelstellung, und betrachtet ξ als positiv, wenn sich der Schieber links, als negativ, wenn er sich rechts von der Mittellage befindet, so kann wieder NO sehr nahe gleich ξ angenommen werden. Setzt man ferner die Excentricität $OE_1 = OE = r$, und berücksichtigt, dass der Winkel $OEN = EOQ = \omega - \delta$ ist, so folgt aus dem Dreiecke NOE

$$(2) \quad \ldots \ldots \ldots \quad \xi = r \sin (\omega - \delta)$$

als allgemeiner Ausdruck des Schieberweges. Für alle Werthe von ω, welche zwischen δ und $180 + \delta$ liegen, befindet sich der Schieber links von seiner Mittellage und wird $\sin(\omega - \delta)$, daher obiger Ausdruck für ξ positiv; die Formel (2) ergibt mithin den Werth von ξ stets mit dem Vorzeichen, welches der für ξ aufgestellten Bedeutung entspricht.

Bedingung für den rechtzeitigen Beginn der Ausströmung. Die Ausströmung aus dem Cylinder soll beginnen, wenn die Spannung der in der Windleitung vorhandenen gleich geworden ist. Um die dazu erforderliche Bedingung zu finden, seien in Fig. 139 A die Anfangs-, B die Endstellung der linksseitigen Kolbenfläche, daher $AB = s$ der Kolbenschub, ferner II bis IV, Fig. 141 bis 143 die Schieberstellungen, welche den in Fig. 130 ebenso bezeichneten Kolbenstellungen entsprechen, und bei welchen eine Aenderung in der Luftvertheilung stattfindet. Die in Fig. 130 ersichtliche Kolben- und Schieberstellung ist mit I bezeichnet.

Aus der Anfangsstellung *A* bewegt sich, wie auch aus Fig. 129 zu ersehen, der Kolben rechts, der Schieber links; der Schieberweg ξ ist negativ. Bei der Stellung *I* Fig. 130 ist der Schieber in der Mittellage, daher $\xi = 0$; folglich muss, wie die Formel (2) zeigt, der zugehörige Drehungswinkel der Kurbel $\omega = \delta$ sein. Der Kolben hat also nach (1) den Weg

$$x_1 = \frac{s}{2}\ (1 - \cos\delta)$$

zurückgelegt. Der Schieber schliesst eben den Luftkanal *b* und öffnet *a*; von dieser Stellung an findet also links vom Kolben Saugen, rechts Verdichtung statt.

Die Luft rechts vom Kolben, welche zur Verdichtung gelangt, hat nahe die Spannung p_s des Saugraumes; sie füllt den Cylinderraum zwischen *I* und *B*, also das Volum $O\ (s - x_1)$, dann den schädlichen Raum aus. Bezeichnet *m* das Verhältniss des letzteren zum Volum Os eines ganzen Kolbenschubes, so ist mOs der schädliche Raum, daher das zur Verdichtung gelangende Volum V_s von der Spannung p_s

$$V_s = O\ (s - x_1 + ms) = O\left[s + ms - \frac{s}{2}\ (1 - \cos\delta)\right] =$$

$$= O\left(\frac{s}{2} + ms + \frac{s}{2}\cos\delta\right)$$

$$(3) \quad V_s = \frac{Os}{2}\ (1 + 2m + \cos\delta).$$

Bei der Stellung *II* Fig. 130 und 141 wird der Luftkanal *b* geöffnet; von da an findet Ausströmen der verdichteten Luft in den Schieberkasten, daher in die Windleitung statt. Der Schieber ist dabei um die äussere Ueberdeckung *e* nach links von seiner Mittelstellung entfernt; sei ω_2 der Drehungswinkel der Kurbel, s_2 der Kolbenweg, welche der Stellung *II* entsprechen, so ergibt sich aus den Gleichungen (2) und (1)

$$(4) \quad e = r\sin(\omega_2 - \delta) \text{ und}$$

$$x_2 = \frac{s}{2}\ (1 - \cos\omega_2).$$

Das Volum V', welches die comprimirte Luft rechts vom Kolben bei Beginn des Ausströmens einnimmt, ist

$$V' = O\ (s - x_2 + ms) = O\left[s + ms - \frac{s}{2}\ (1 - \cos\omega_2)\right]$$

$$(5) \quad V' = \frac{Os}{2}\ (1 + 2m + \cos\omega_2).$$

Die Spannung dieser Luft soll gleich der in der Windleitung vor-

handenen p' sein, während also V_s in V' übergeht, soll p_s auf p' wachsen. Dies ist der Fall, wenn nach dem Poisson'schen Gesetze

$$\frac{p'}{p_s} = \left(\frac{V_s}{V'}\right)^{\varkappa} \text{ oder}$$

$$\left(\frac{p'}{p_s}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = \frac{V_s}{V'}$$

ist. Setzt man der Kürze wegen den Ausdruck links vom Gleichheitszeichen gleich α, und führt statt V_s und V' ihre Werthe aus (3) und (5) ein, so ergibt sich

$$(6) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \alpha = \frac{1 + 2m + \cos\delta}{1 + 2m + \cos\omega_2}$$

als die gesuchte Bedingung, wobei wegen $\varkappa = 1{\cdot}41$

$$(7) \quad \ldots \quad \alpha = \left(\frac{p'}{p_s}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = \left(\frac{b + h'}{b}\right)^{0{\cdot}709} = \left(1 + \frac{h'}{b}\right)^{0{\cdot}709}$$

ist, wenn b den Barometerstand und h' die der Pressung p' entsprechende Manometerhöhe bedeuten.

Bedingung für den rechtzeitigen Beginn des Ansaugens. Während des Ueberganges der Stellung *II* in *III* Fig. 130 und 142 hat der Schieber das Ende seines Weges erreicht, er ist daher bei *III* im Rücklaufe begriffen und schliesst eben den Luftkanal b. Der Schieberweg ξ ist dabei so gross wie in *II*, also gleich der äusseren Ueberdeckung e; bezeichnet daher ω_3 den zugehörigen Drehungswinkel der Kurbel, so ist nach (2)

$$e = r \sin(\omega_3 - \delta).$$

Vergleicht man diesen Werth mit (4), so ergibt sich

$$\sin(\omega_3 - \delta) = \sin(\omega_2 - \delta).$$

Da die Kurbel während des Ueberganges aus der Stellung *II* nach *III* ihre Drehung fortsetzt, kann ω_3 nicht gleich ω_2 sein, sondern es ist die andere aus obiger Gleichung folgende Beziehung

$$\omega_3 - \delta = 180 - (\omega_2 - \delta) \text{ oder}$$

$$\omega_3 = 180 - \omega_2 + 2\delta$$

als gültig anzunehmen. Der Kolbenweg x_3, welcher der Stellung *III* entspricht, ist daher nach (1)

$$x_3 = \frac{s}{2}(1 - \cos\omega_3) = \frac{s}{2}\left[1 - \cos(180 - \omega_2 + 2\delta)\right]$$

$$x_3 = \frac{s}{2}\left[1 + \cos(\omega_2 - 2\delta).\right]$$

Für das Luftvolum v' von der Spannung p', welches im Momente des Abschlusses rechts vom Kolben enthalten ist, ergibt sich der Werth

$$v' = O(s - x_3) + Oms =$$

$$= O\left\{s + ms - \frac{s}{2}\left[1 + \cos(\omega_2 - 2\delta)\right]\right\}$$

$$(8) \quad \ldots\ldots \quad v' = \frac{Os}{2}\left[1 + 2m - \cos(\omega_2 - 2\delta)\right].$$

Der Kolben bewegt sich noch bis zur Endstellung B, wobei v' bis auf das Volum des schädlichen Raumes zusammengedrückt wird. Hierauf kehrt derselbe um, die Luft dehnt sich wieder aus. Der Schieber bewegt sich rechts, bis die Stellung IV Fig. 143 eintritt, bei welcher der Luftkanal b mit dem Raume c unter dem Schieber in Verbindung gelangt, daher das Saugen rechts vom Kolben beginnt; dies geschieht offenbar nach demselben Kolbenwege x_1, wie auf der linken Seite, es ist daher die Entfernung von B bis IV Fig. 130 gleich x_1. Das Volum v_s der Luft rechts von der Kolbenstellung IV ist daher

$$v_s = Ox_1 + Oms = O(x_1 + ms)$$

und wenn man den früher gefundenen Werth von x_1 einführt,

$$(9) \quad . \quad v_s = O\left[\frac{s}{2}(1 - \cos\delta) + ms\right] = \frac{Os}{2}(1 + 2m - \cos\delta);$$

die Spannung dieser Luft soll aber die atmosphärische p_s sein, damit bei Stellung IV das Saugen beginnt. Es sind daher v' p' und v_s p_s zusammengehörige Werthe, welche der rechts vom Kolben eingeschlossenen Luft vor und nach dem Hubwechsel zukommen, und man hat wieder nach dem Poisson'schen Gesetze

$$\left(\frac{p'}{p_s}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = \frac{v_s}{v'}.$$

Die Grösse links vom Gleichheitszeichen ist aber gleich dem früheren Werthe α, und werden für v_s und v' die Werthe aus (9) und (8) eingeführt, so ergibt sich

$$(10) \quad \ldots\ldots \quad \alpha = \frac{1 + 2m - \cos\delta}{1 + 2m - \cos(\omega_2 - 2\delta)}$$

als Bedingung, dass das Saugen rechtzeitig beginne.

Berechnung des Nacheilungswinkels und der äusseren Ueberdeckung. Mittelst der Gleichungen (6) und (10) lassen sich nun der Nacheilungswinkel δ, dann $\omega_2 - \delta$ und mittelst (4) die äussere Ueberdeckung e bestimmen. Setzt man den zu berechnenden Winkel

$$\omega_2 - \delta = \varrho, \text{ so ist}$$

$$\omega_2 - 2\delta = \varrho - \delta \text{ und } \omega_2 = \varrho + \delta;$$

aus (6) und (10) folgt sodann

$$\alpha = \frac{1 + 2m + \cos\delta}{1 + 2m + \cos(\varrho + \delta)}$$

$$\alpha = \frac{1 + 2m - \cos\delta}{1 + 2m - \cos(\varrho - \delta)},$$

Hieraus ergibt sich weiter

$$\alpha(1 + 2m) + \alpha \cos\varrho \cos\delta - \alpha \sin\varrho \sin\delta = 1 + 2m + \cos\delta$$
$$\alpha(1 + 2m) - \alpha \cos\varrho \cos\delta - \alpha \sin\varrho \sin\delta = 1 + 2m - \cos\delta.$$

Zieht man die untere von der oberen Gleichung ab, so wird

$$2\alpha \cos\varrho \cos\delta = 2 \cos\delta$$
$$\cos\varrho = \frac{1}{\alpha};$$

addirt man hingegen dieselben Gleichungen und kürzt mit 2 ab, so erhält man

$$\alpha(1 + 2m) - \alpha \sin\varrho \sin\delta = 1 + 2m$$
$$(\alpha - 1)(1 + 2m) = \alpha \sin\varrho \sin\delta$$
$$\sin\delta = \frac{\alpha - 1}{\alpha \sin\varrho}(1 + 2m),$$

und mit Rücksicht auf den Werth von $\cos\varrho$

$$(11) \quad \sin\delta = \frac{\alpha - 1}{\sqrt{\alpha^2 - 1}}(1 + 2m) = (1 + 2m)\sqrt{\frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}}.$$

Aus (4) endlich folgt

$$e = r \sin(\omega_2 - \delta) = r \sin\varrho$$
$$(12) \quad \ldots\ldots\ldots \quad e = r\sqrt{1 - \frac{1}{\alpha^2}}.$$

Dimensionen des Schiebers. Die Gleichungen (11), (12) und (7) können zur Bestimmung der Dimensionen des Schiebers benützt werden. Die grösste Entfernung des Schiebers aus der Mittellage Fig. 137 ist gleich r; diese Grösse kann gleich der Breite der Kanalmündungen a und b gesetzt werden, denn nur dann ist, wenn sich die Schieberkante k um die Grösse r links bewegt hat, der Kanal a ganz geöffnet. Die grösste Ausströmungsöffnung für die verdichtete Luft ist aber kleiner; denn denkt man sich in Fig. 137 die Schieberkante t um die der Kanalweite gleich angenommene Grösse r bis t_1 bewegt, so ergibt sich die grösste Eröffnung nur gleich $r - e$. Ist nun l die Länge der Mündungen, so ist $l(r - e)$ der grösste Ausströmungsquerschnitt für die verdichtete Luft. Dieser sollte analog wie bei Druckventilen mindestens $^1/_{10}$ des Cylinderquerschnittes betragen, damit die Ausströmungsgeschwindigkeit der Luft nicht mehr als die zehnfache Kolbengeschwindigkeit betrage. Ist also O der Kolbenquerschnitt, so hat man

$$l(r - e) = 0{\cdot}1\ O$$

zu setzen. Sei das Verhältniss

$$\frac{l}{r} = n,$$

so ist $l = nr$, und setzt man diesen und den Werth (12) von e oben ein, so ergibt sich

$$nr\left(r - r\sqrt{1 - \frac{1}{\alpha^2}}\right) = 0{\cdot}1\ O$$

$$\frac{nr^2}{\alpha}\left(\alpha - \sqrt{\alpha^2 - 1}\right) = 0{\cdot}1\ O$$

$$(13) \quad \ldots\ldots \quad \begin{cases} r = \sqrt{\dfrac{0{\cdot}1\ \alpha\ O}{n\,(\alpha - \sqrt{\alpha^2 - 1})}} \\ l = nr,\ e = \dfrac{r}{\alpha}\sqrt{\alpha^2 - 1} \end{cases}$$

Hienach berechnet man r, dann l und e, wobei n gewählt werden muss. Ein grosser Werth von n ist vortheilhaft, weil dabei r, also das Excenter kleiner und die Reibungsarbeit des Schiebers geringer wird; denn dessen Fläche, mithin die Grösse der Reibung, bleibt nahe ungeändert, sie ist jedoch auf einem kürzeren Wege zu überwinden.

Nimmt man noch eine entsprechende Stärke der Wandungen zwischen a, c und b, Fig. 137, sowie eine genügende Breite der oberen Mündung von c an, so sind die Dimensionen des Schiebers bestimmt. Die Oeffnung von c und der innere Raum des Schiebers müssen so gross sein, dass die angesaugte Luft nirgends einen kleineren als den Querschnitt der Kanäle a oder b zu passiren hat. Um den schädlichen Raum herabzusetzen, ist es vortheilhaft, die Kanäle a und b kurz zu machen, daher ihre Mündungen nahe den Cylinderenden anzubringen.

Der Winkel δ ist aus (11) zu bestimmen.

Ist der Schieber auf der Oberfläche des Cylinders angebracht, und durch einen zweiarmigen zwischen Schieber- und Exzenterstange eingeschalteten Hebel bewegt, so muss, ähnlich wie bei Dampfmaschinen, das Exzenter der Kurbel um $90^0 - \delta$ vor- statt um $90^0 + \delta$ nacheilen.

Befindet sich die angesaugte Luft ober, die verdichtete unter dem Schieber, wie bei dem Gebläse von Thomas und Laurent, und soll die Luftvertheilung in der bisher angenommenen Art erfolgen, so ist wieder das Exzenter den vorigen Stellungen diametral entgegengesetzt zu befestigen. Bei Anwendung einer Hebelumsetzung muss daher ein Nacheilen von $90^0 + \delta$, ohne dieselbe ein Voreilen von $90^0 - \delta$ stattfinden; die äussere Ueberdeckung klein, die innere ebenso gross als früher die äussere sein. Von der Richtigkeit dieser Angabe überzeugt man sich durch Verzeichnung zusammengehöriger Kolben- und Schieberstellungen.

Beispiel. Es sei die Spannung p' bei einem Bessemergebläse gleich 3 Atmosphären, daher der Ueberdruck 2 Atm.; der schädliche Raum betrage 0·08 des Kolbenschub-Volumens, daher $m = 0{\cdot}08$ ist, der Cylinderquerschnitt sei 0·5 Quadratmeter, daher der Durchmesser $0{\cdot}8^m$. Es wird nun nach (7) und (11)

$$\alpha = 30^{\cdot}709 = 2{\cdot}179$$

$$\sin \delta = 0{\cdot}70, \quad \delta = 45^0;$$

sodann ergibt sich nach (13), wenn man die Kanalöffnungen 3mal so lang als breit, daher $n = 3$ nimmt,

$$r = 0{\cdot}387^m, \quad l = 1{\cdot}16^m, \quad e = 0{\cdot}343^m;$$

die grösste Kanaleröffnung wird

$$r - e = 0{\cdot}044^m.$$

Die Dimensionen des Schiebers werden also übermässig gross. Begnügt man sich, um dieselben herabzusetzen, mit einem Ausströmungsquerschnitt für die verdichtete Luft gleich $^1/_{20}$ des Cylinderquerschnittes, so ist in (13) 0·05 statt 0·1 zu setzen, es wird daher

$$r = 0{\cdot}387\sqrt{0{\cdot}5} = 0{\cdot}274^m, \quad l = 3 \,.\, 0{\cdot}274 = 0{\cdot}822^m$$

$$e = 0{\cdot}243^m, \quad r - e = 0{\cdot}031^m;$$

auch diese Dimensionen sind noch sehr gross.

Füllungsgrad. Bei Schiebergebläsen lässt sich das Volum der pr. Hub angesaugten Luft und dessen Verhältniss zum Volumen eines Kolbenschubes, welches man Füllungsgrad nennen kann, annähernd bestimmen. Nach Fig. 130 beginnt das Saugen links vom Kolben bei der Kolben- und Schieberstellung *I*, da hier der Schieber eben den Luftkanal *a* öffnet. Ist der Kolben am Ende seines Laufes in *B* angelangt, so ist ein Luftvolum angesaugt, welches dem zwischen den Kolbenstellungen *I* und *B* enthaltenen Cylinderraume gleichkommt. Beim Rücklaufe des Kolbens geht davon wieder ein Theil verloren, weil der Kanal *a* erst bei der Kolben- und Schieberstellung *IV*, Fig. 143, geschlossen wird. Die pr. Hub angesaugte Luftmenge ist also gleich dem zwischen den Kolbenlagen *I* und *IV*, Fig. 130, enthaltenen Volum, daher

$$O\,(s - 2x_1),$$

oder wenn man für x_1 den früher bestimmten Werth

$$x_1 = \frac{s}{2}(1 - \cos\delta)$$

einführt,

$$O\left[s - s\,(1 - \cos\delta)\right] = O\,s\cos\delta.$$

Das Verhältniss der angesaugten Menge zum Volum $O\,s$ eines Kolbenschubes oder der Füllungsgrad q ist daher

$$q = \frac{O\,s\cos\delta}{O\,s} = \cos\delta$$

und wegen (11) folgt hieraus

$$(14) \quad \ldots \quad q = \sqrt{1 - (1+2m)^2 \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}},$$

wobei α den durch (7) gegebenen Werth besitzt. Sei das Verhältniss m gleich 0·08, so findet man für die bei Bessemergebläsen vorkommenden Spannungen von $1^1/_2$ bis 3 Atmosphären Ueberdruck den Füllungsgrad q gleich 0·76 bis 0·62.

Die Grösse q ist jedoch nicht zu verwechseln mit dem Windeffekt φ, welcher wegen Undichtheit des Schiebers etc. beträchtlich kleiner ist als q. Hiemit erscheint es gerechtfertigt, dass bei Berechnung der Cylindergebläse S. 122 φ für die obigen Spannungen nur gleich 0·6 bis 0·5 gesetzt wurde.

Grösste Spannung der Luft. Es ist nicht unwichtig, die grösste Spannung y zu ermitteln, welche am Ende des Hubes durch Verdichtung der Luft im schädlichen Raume entsteht, und die Spannung in der Windleitung nicht stark überschreiten sollte, damit der Schieber nicht vom Sitze gehoben und die Maschine nicht zu stark beansprucht werde. Bei der Kolbenstellung *B*, Fig. 130, erfüllt den schädlichen Raum Oms Luft von der Spannung y; bewegt sich der Kolben links, so dehnt sich die Luft aus, und sie erreicht bei der Stellung *IV* die atmosphärische Spannung p_s.

Das Volum, welches die Luft dabei einnimmt, wurde oben mit v_s bezeichnet; es ist also nach dem Poisson'schen Gesetze

$$\frac{y}{p_s} = \left(\frac{v_s}{Oms}\right)^x$$

$$y = p_s \left(\frac{v_s}{Oms}\right)^x.$$

Nach (9) ist aber

$$v_s = \frac{Os}{2}(1 + 2m - \cos\delta), \text{ daher}$$

$$\frac{v_s}{Oms} = \frac{1 + 2m - \cos\delta}{2m}$$

und wegen (7)

$$\alpha^x = \frac{p'}{p_s}, \text{ daher}$$

$$p_s = \frac{p'}{\alpha^x}.$$

Führt man diese Werthe in den Ausdruck für y ein, so erhält man

$$y = \frac{p'}{\alpha^x}\left(\frac{1 + 2m - \cos\delta}{2m}\right)^x \text{ oder}$$

$$y = p' \left(\frac{1 + 2m - \cos \delta}{2 m \alpha} \right)^{1 \cdot 41}.$$

Für Spannungen von $1^1/_2$ bis $2^1/_2$ Atm. Ueberdruck ergibt sich stets nahe

$$y = 1 \cdot 4 p'.$$

Dieser Druck erscheint nicht bedenklich, wenn man berücksichtigt, dass einerseits die Maschinentheile stets auf mehrfache Sicherheit berechnet werden, anderseits die ganze Oberfläche des Schiebers der Spannung p' der verdichteten Luft ausgesetzt ist, welche der Hebung entgegenwirkt. Beim Anlassen des Gebläses, wo die Luft ober dem Schieber noch atmosphärische Spannung hat, kann derselbe durch Leisten, die am Schieberkasten angegossen sind, oder mittelst einer beiderseits sich anschliessenden, durch zwei Stopfbüchsen im Kasten geführten Schieberstange niedergehalten werden.

Kritik der Schiebergebläse. Aus dem Vorigen ergibt sich, dass die Muschelschieber, welche von Exzentern bewegt werden, gerade in den Fällen, wo ihre Anwendung am vortheilhaftesten wäre, nämlich bei hoher Pressung, mit grossen Uebelständen behaftet sind. Die Ursache davon liegt einerseits darin, dass man für die Luft grösseren Durchgangsquerschnitt verlangt, als für Dampf, besonders aber darin, dass die Ausströmung erst bei Eintritt der vollen Spannung, also bei Bessemergebläsen erst in der zweiten Hälfte des Kolbenschubes beginnen soll. Das Schiebergebläse erhält eine ähnlich ungünstige Construktion, wie eine Dampfmaschine, bei der mittelst eines einzigen durch ein Kreisexzenter bewegten Schiebers $1^1/_2$ bis 3fache Expansion und dabei noch eine bedeutend grössere Kanaleröffnung als in gewöhnlichen Fällen zu erzielen wäre. Nach dem oben berechneten Beispiel, welches nur eine Spannung von 2 Atmosphären Ueberdruck voraussetzt, während diese bei Bessemergebläsen thatsächlich bis gegen 3 Atmosphären steigt, sollte, wenn man sich auch mit einer Ausströmungsöffnung von $^1/_{20}$ des Cylinderquerschnittes begnügt, bei $0 \cdot 8^m$ Cylinderdurchmesser, also nahe ebenso grossem Hub, die Exzentricität $r = 0 \cdot 274^m$, also der ganze Schieberlauf $2r = 0 \cdot 548^m$, d. i. gleich $^2/_3$ des Kolbenhubes sein, wobei die Länge der Kanalöffnungen schon dem Cylinderdurchmesser, einer wohl nicht zu überschreitenden Grenze, gleich wird. Bei den hieraus resultirenden Dimensionen des Schiebers nimmt dessen Reibung einen beträchtlichen Theil des Gebläseeffektes in Anspruch.

Um dagegen zu helfen, muss die grösste Kanaleröffnung noch viel kleiner genommen oder die Forderung eines rechtzeitigen Oeffnens und Verschliessens der Kanäle aufgegeben, dadurch aber in anderer Richtung der Effekt herabgesetzt werden, wie es in der That bei den meisten

ausgeführten Schiebergebläsen der Fall und durch das heftige, den Gang derselben begleitende Getöse kenntlich ist. Die erwähnten Nachtheile könnten durch Anwendung einer Herzscheibe, oder überhaupt einer anderen, die rasche und vollständige Oeffnung, sowie Schliessung der Kanäle bezweckenden Vorrichtung vermieden werden; die von Dampfmaschinen her bekannten Nachtheile solcher Vorrichtungen würden sich aber hier bei den noch immer nothwendigen grösseren Dimensionen und Huben der Schieber in verdoppeltem Maasse einstellen.

Bei freiliegendem Schieber (nach Thomas und Laurent) ist die Reibung geringer, dafür der Luftverlust grösser als beim Cavé'schen, die sonstigen Nachtheile bleiben die gleichen.

Herabgesetzt sind letztere bei den Gebläsen mit cylindrischem Schieber, weil dort die Länge der Kanalöffnungen der längs des Cylinder-Umfanges zu messende Gesammtweite jeder Reihe von Oeffnungen gleichkommt und daher mit Rücksicht auf die Stege zwischen den letzteren etwa $^3/_4$ des Cylinder-Umfanges beträgt, während bei Muschelschiebern als Maximum eine Länge gleich dem Cylinderdurchmesser angesehen wurde; es fällt mithin unter sonst gleichen Umständen der Hub des Schiebers bedeutend kleiner aus, auch ist dieser entlastet. Bei dem Drehschieber dürfte sich dagegen wieder nur ein geringer Ausströmungsquerschnitt ergeben. Die Construktion des Slate'schen wie des Fossey'schen Gebläses, von welchen Fig. 119 und 122 nur Skizzen geben, ist jedoch eine ziemlich complicirte, daher diese Arten nur wenig Eingang in die Praxis gefunden haben.

Gebläse mit Muschelschiebern dagegen werden aus obigen Gründen gegenwärtig kaum mehr neu gebaut, an einigen Orten wurden sie selbst abgeworfen und durch solche mit Ventilen ersetzt.

Für die Anwendung zum Bessemern tritt zu den genannten Nachtheilen noch der, dass bei diesem Prozess mit veränderlicher Spannung gearbeitet wird, während die mechanisch bewegten Schieber u. s. w. nur der bestimmten Pressung, für welche sie berechnet wurden, entsprechen. Ist beim Betrieb die Spannung in der Windleitung kleiner als die der Berechnung zu Grunde gelegte, so wird die Luft im schädlichen Raume zu stark verdünnt, die auszublasende Luft zu stark verdichtet, daher der Wirkungsgrad sinken, und das Ausblasen sowohl als das Ansaugen mit einer stossweisen Bewegung der Luft beginnen muss.

Das S. 105 beschriebene Gebläse mit Kolben und selbstthätigen Druckventilen vermeidet diesen Uebelstand für das Ausblasen, während derselbe beim Ansaugen wegen der mechanischen Bewegung der Kolben unverändert bleibt, allerdings wegen der verhältnissmässig kleinen im schädlichen Raume enthaltenen Luftmenge geringere Bedeutung besitzt.

Auch lässt sich für das Ansaugen leichter eine hinreichend grosse Kanalöffnung erzielen, als für das Ausblasen. Es scheint daher in der That empfehlenswerth, die Saugventile eines Gebläses durch mechanisch bewegte Maschinentheile zu ersetzen, doch ist noch zu erproben, ob dieselben für veränderliche Pressung sich in der Praxis bewähren.

Anordnung der Cylindergebläse.

Stehende und liegende Gebläse. Die bestehenden Cylindergebläse werden durch Dampfmaschinen, Wasserräder und Turbinen betrieben.

Der wesentlichste Unterschied in der Anordnung beruht auf der Stellung der Axe des Gebläsecylinders. Diese ist vertikal oder horizontal, wonach man stehende und liegende Gebläse unterscheidet.

Bei stehender Anordnung wird, um den Gebläsecylinder in gleiches Niveau mit der Kraftmaschine zu bringen, ein Balancier angewandt, welcher für Condensations-Dampfmaschinen zugleich das einfachste Mittel zur Bewegung der Luft- und Kaltwasserpumpe darbietet, hingegen sammt zugehörigen Theilen die Anlage bedeutend vertheuert. Statt dessen kann das Gebläse ober, wie auch unter die Kraftmaschine oder Kurbelwelle gestellt und der Balancier weggelassen werden. Dabei ergibt sich noch immer eine Ausdehnung des Baues in die Höhe, welche eine kostspieligere Fundirung erfordert. In beiden Fällen wirken die Gewichte der Kolben, Kolbenstangen und Schubstangen beim Aufgange hindernd, beim Niedergange förderlich, und müssen nach Umständen ausgeglichen werden.

Bei liegender Anordnung ist der Balancier erspart, es befinden sich sämmtliche Maschinentheile nahe dem Boden, was nicht nur die Aufsicht und Wartung erleichtert, sondern auch die Fundirung vereinfacht; die oben erwähnte Gewichtsausgleichung fällt weg. Der wesentlichste Einwurf gegen liegende Gebläse ist die raschere Abnützung der Liederung und des Cylinders; dient zum Betriebe eine horizontale Dampfmaschine, so leidet diese an den gleichen Nachtheilen, jedoch in geringerem Maasse, weil das Gewicht des Dampfkolbens kleiner ist. Die Mittel dagegen wurden S. 81 angeführt; doch gewähren sie alle keine vollkommene Abhilfe, auch sind die zu überwindenden Reibungen bei liegenden Gebläsen etwas grösser. Aus dem früheren Grunde wählt man in der Neuzeit öfters wieder die stehende Anordnung, besonders bei grossem Cylinderdurchmesser, daher entsprechend grösserem Kolbengewicht. Bei mehr als $1{\cdot}8^{m}$ Cylinderdurchmesser soll das Gebläse stehend ausgeführt werden.

Durch Weglassung des Balancier und Verlegung des Gebläsecylinders

ober oder unter die Kraftmaschine kann übrigens die stehende Anordnung vereinfacht werden.

Einfach- und doppeltwirkende Gebläse. Aus denselben Gründen wie bei Dampfmaschinen ist das Prinzip der doppelten Wirkung das vorzüglichere und daher fast durchgehends in Anwendung. Nur in Schweden und England findet man öfters einfachwirkende Gebläse mit drei unten offenen, stehenden Cylindern; der Grund für diese Anordnung ist blos der, dass der Kolben behufs Nachziehens der Liederung leichter zugänglich, der Gebläsebetrieb dabei auf die geringste Zeit unterbrochen wird. Doch ist dieser Vortheil nicht hinreichend, um die bedeutend grösseren Kosten und den kleineren Effekt eines solchen Gebläses aufzuwiegen.

Das gleichfalls einfach wirkende Gebläse mit Mönchkolben von Fourier wurde S. 80 erwähnt.

Ein- und mehrcylindrige Gebläse. Die Anordnung ist verschieden, je nachdem das Gebläse nur einen oder mehrere Cylinder besitzt. Im letzteren Falle werden meistens je zwei Cylinder derart mit einander gekuppelt, dass sich der Kolben des einen in der Mitte des Laufes befindet, während der andere am Ende desselben angelangt ist, damit die Ausströmung der Luft in die Windleitung möglichst gleichförmig erfolge (vergl. Regulatoren). Für möglichst ungestörten Betrieb soll die Kuppelung leicht lösbar sein, damit im Falle nothwendiger Reparatur eines der Gebläse eingestellt werden kann, während das andere im Gange verbleibt; daher soll jeder Cylinder allein die zur Noth erforderliche Windmenge liefern können.

Für Bessemergebläse empfiehlt man das Gleiche, insbesondere auch aus dem Grunde, weil bei leicht lösbarer Kuppelung das Anwärmen der Retorten, wozu eine geringere Windmenge benöthigt wird, ökonomischer durch einen Cylinder zu besorgen ist als durch zwei, welche dabei mit bedeutend kleinerer als der normalen Geschwindigkeit betrieben werden müssen.

1) Dampfgebläse.

Die Dampfmaschine. Dampfgebläse fordern in der Regel keine Räderumsetzung, weil die zweckmässigsten Geschwindigkeiten der Arbeits- und Kraftmaschine nicht viel differiren. Ueber die Dampfmaschine selbst ist zu bemerken, dass für Hochofengebläse Expansion und Condensation nur vortheilhaft erscheint, wenn die Dampferzeugung kostspielig ist, denn diese Einrichtungen können Störungen im Betrieb veranlassen. Bei grossen Dimensionen werden öfters Woolf'sche Maschinen angewendet, welche bekanntlich den Vortheil bieten, dass der summarische Dampfdruck auf die Kolben mehr constant, daher das

erforderliche Schwungradgewicht kleiner wird, als bei eincylindrigen Expansionsmaschinen.

Für grosse Gebläse kommt Ventilsteuerung um so zweckmässiger zur Verwendung, als wegen des Gebläses der Gang verhältnissmässig langsam ist. Hie und da wird nebst der selbstthätigen auch eine Handsteuerung angebracht, welche sich beim Anlassen des Gebläses benützen lässt.

Hauptarten der Anordnung. Der erste Unterschied der Anordnung wurde bereits angegeben, es ist der zwischen stehenden und liegenden Gebläsen.

Ein zweiter Unterschied beruht auf der Art der Verbindung zwischen den Kolbenstangen des Gebläses und der Dampfmaschine. Diese Verbindung erfolgt durch einen Balancier, durch eine Welle mit Kurbeln, von welchen Schubstangen zu den Dampf- und Gebläsekolbenstangen laufen oder direkt, wobei die Dampf- und Gebläsekolbenstange unmittelbar mit einander verbunden sind. Man kann daher unterscheiden: Balancier-, direktwirkende und Gebläse mit Kurbelumsetzung. Die erste dieser Anordnungen kommt nur bei vertikalen Cylindern vor.

Direktwirkende Gebläse zeigen gegen solche mit Balancier den Vortheil grösserer Einfachheit, daher kleinerer Herstellungskosten, auch erfordern sie geringeren Raum, doch erschwert die grössere Höhenausdehnung des Baues dessen solide Fundirung. Die Anwendung der Kurbelumsetzung gewährt zwar den Vortheil, dass durch einen Dampfcylinder zwei Gebläsecylinder betrieben werden können; die Anordnung selbst gestaltet sich jedoch, wie die späteren Beschreibungen zeigen, meist complicirter, und zwei statt eines Dampfcylinders erzielen gleichförmigere Bewegung, daher das Schwungrad kleiner wird. Die direktwirkende Anordnung ist mithin vorzüglicher, nur dass sie grössere Länge oder Höhe erfordert, je nachdem das Gebläse ein liegendes oder stehendes ist.

Drittens sind die Kolbenstangen entweder durch Schubstange und Kurbel mit einer rotirenden Welle verbunden, welche zugleich die Steuerung der Dampfmaschine bewegt, und auf der nach Umständen ein Schwungrad angebracht wird, um der Kurbel über die todten Punkte zu helfen, oder die rotirenden Theile fehlen, in welchem Falle die Steuerung durch Knaggen (mittelst Stossschieber) oder wie bei Wasserhebmaschinen durch Katarakte erfolgt. Man kann daher Gebläse mit und ohne Rotationsbewegung unterscheiden. Dieser Unterschied bezieht sich nur auf Balancier- und direktwirkende Gebläse, da bei der Kurbelumsetzung jedenfalls eine rotirende Welle vorhanden sein muss.

Für direktwirkende oder Balanciergebläse ist das Schwungrad, mithin auch dessen Welle nicht absolut nothwendig, denn der Kolben u. s. w.

besitzen genug lebendige Kraft, um noch vor Ende des Kolbenhubes die Umsteuerung zu vollenden und mithin den Rücklauf einzuleiten; nur die Kuppelung zweier solcher Gebläse lässt sich nicht füglich anders, als mittelst einer Kurbelwelle ausführen. Allein selbst bei einzelnen Gebläsen verbindet man meistens den Balancier oder eine der Kolbenstangen durch Schubstange und Kurbel mit einer rotirenden Welle, um den Kolben eine unveränderliche Hublänge anzuweisen, welche eben durch die Länge der Kurbel bestimmt wird. Das Gebläse kann dann so construirt werden, dass der Kolben sich stets nahe bis an die Cylinderdeckel bewegt, der schädliche Raum also klein bleibt. Will man die Kurbelwelle ersparen, so muss entweder ein grösserer schädlicher Raum belassen, oder der Kolbenhub durch Widerlager begrenzt werden, gegen welche z. B. die aus den Cylindern vorragenden Enden der Kolbenstange stossen; dies hat Erschütterungen zur Folge. Obgleich daher die Gebläse ohne Rotationsbewegung wesentlich einfacher sind, werden gegenwärtig keine solchen Maschinen von grösseren Dimensionen mehr gebaut.

Es sollen nun der Reihe nach die stehenden Gebläse mit Balancier, mit direkter Wirkung und mit Kurbelumsetzung; ferner die liegenden Gebläse mit direkter Wirkung und mit Kurbelumsetzung, sämmtlich mit Rotationsbewegung ausgestattet, endlich die Gebläse ohne Rotationsbewegung betrachtet werden.

Stehende Balanciergebläse. Die ursprüngliche Anordnung dieser Gruppe zeigt Fig. 135; darin ist *c* der Gebläse- und *d* der Dampfcylinder, *b* der Balancier, *s* die Schubstange, welche mittelst Kurbel die Welle *o* in Bewegung setzt, *S* das Schwungrad. Die Geradführung erfolgt bei der Kolbenstange des Gebläses durch ein Parallelogramm, bei der Dampfkolbenstange mittelst des Gegenlenkers *g*. Diese Anordnung besitzt u. A. das grosse Gebläse zu Dowlais, bei welchem der Gebläsecylinder $3{\cdot}66^m$ Durchmesser und Hub besitzt, die Hubzahl 20 pr. Minute, die Leistung 1450 Cub.-Meter Luft pr. Minute von 20 Cent. Pressung und der Gebläseeffekt 650 Pferdekräfte beträgt.

Balanciergebläse können leicht zu zweien gekuppelt werden, indem man eine gemeinschaftliche Welle mit 2 unter 90^0 verstellten Kurbeln anwendet.

Die Stellung der Schubstange zwischen Dampfcylinder und Balancierzapfen hat folgenden Nachtheil. Zu Anfang des Hubes wirkt auf den Dampfkolben der volle Dampfdruck, der Widerstand am Gebläsekolben ist, abgesehen von Nebenhindernissen, gleich Null; der ganze genannte Druck wird daher, vergrössert im Verhältniss der Entfernungen vom Befestigungspunkte der Kolbenstange und Schubstange bis zum Balancierzapfen, auf die Schubstange übertragen und auf Beschleunigung des

Schwungringes aufgewendet. Durch diesen Druck werden aber die Schubstange, der Kurbelzapfen und die Lager der Schwungradwelle stark in Anspruch genommen. Man vermindert denselben, indem man nach Fig. 140 bei unveränderter Stellung der Kurbelwelle *w* den Befestigungspunkt *a* der Schubstange näher dem Ende des Balancier legt*); dadurch wächst aber wieder der Druck gegen dessen Zapfen. Zweckmässiger sind daher die folgenden Mittel: Verlegung beider Cylinder an dieselbe Seite des Balancier, oder Anwendung eines Balancier mit Horn.

Dampf- und Gebläsecylinder an derselben Seite der Balancier-Axe. Fig. 134 zeigt ein derartiges auf der Johannishütte zu Duisburg**) ausgeführtes Gebläse, wobei *d* den Dampf-, *c* den Gebläsecylinder bedeutet. Die Schubstange *s* kann dabei an das Ende des Balancier hinaus verlegt, mithin der Druck in derselben entsprechend herabgesetzt werden. Für den Dampf- und Gebläsecylinder genügt eine gemeinschaftliche Grundplatte, auch erhält der Dampfkolben einen längeren Hub, mithin eine grössere Geschwindigkeit, welche ähnliche Vortheile, aber weniger Nachtheile zur Folge hat als beim Gebläsekolben. Der grössere Hub des Dampfkolbens bedingt eine Verlängerung des Balancier, und lässt sich auch bei der gewöhnlichen Einrichtung Fig. 135 erzielen. Der Balancier ist nicht weniger beansprucht als bei den früheren Anordnungen, denn derselbe überträgt zu Anfang des Hubes, wo der Widerstand fast Null ist, den vollen Dampfdruck auf die Kurbel. Um die nöthige Hubhöhe einzubringen, ragt Fig. 134 der Cylinder *d* unter die Grundplatte; *k* ist die Kaltwasser-, *l* die Luftpumpe. Zwei solcher Gebläse sind neben einander aufgestellt, und durch eine Welle mit unter 90° verstellten Kurbeln gekuppelt. Das gemeinschaftliche Schwungrad *S* befindet sich in der Mitte zwischen beiden Schubstangen *s*. Der gemauerte Pfeiler für die Balancierzapfen ist mit drei überwölbten Oeffnungen versehen, in deren mittlere das Schwungrad etwas eingreift.

Schwungrad ausserhalb des Dampfcylinders. Ein zweites Mittel zur Herabsetzung des Druckes auf die Schubstange besteht nach Fig. 136 in der Verlegung der Schwungradwelle *s* ausserhalb des Dampfcylinders *d*. Dabei erhält jedoch der eine Balancierarm *ao* eine grosse Länge, die Kurbel wird ebenfalls länger, so dass die Schubstange für eine gute Uebertragung der Bewegung zu kurz ausfällt, wenn man nicht den Balancier höher legt, als sonst nothwendig wäre.

Es muss indessen der Verbindungspunkt *a* des Balancier mit der

---

*) Bei der Hochofenanlage in Southbank in Nordengland ausgeführt. Zeitschr. deutscher Ing., 1867, 11. Bd., S. 883.

**) Schönfelder, die baulichen Anlagen etc., 1. Jahrg., 2. Liefg., S. 13.

Schubstange nicht eben vertikal ober der Kurbelwelle liegen, sondern derselbe kann auch gegen die Balancieraxe o hin verschoben werden, und ist nur die Bedingung festzuhalten, dass bei der Mittelstellung des Balancier die Linie ao senkrecht auf as steht, weil dann der Druck auf die Balancieraxe am kleinsten wird. Verbindet man nun s mit o und beschreibt über so als Durchmesser einen Halbkreis, so wird der obigen Bedingung stets entsprochen, wenn a nur in diesem Halbkreise liegt. Sei z. B. a_1 der gewählte Punkt, so ist $a_1 ob$ die Mittelstellung des Balancier, und da der Winkel $oa_1 s$ als Winkel im Halbkreise ein rechter ist, steht $a_1 s$ senkrecht auf $a_1 o$. Die Länge der Schubstange $a_1 k_1$ ist gleich $a_1 s$, die Länge der Kurbel ergibt sich

$$\overline{sk_1} = \frac{s}{2} \frac{\overline{a_1 o}}{\overline{bo}},$$

wobei s die Hubhöhe des Gebläsecylinders bedeutet.

Der Balancier erhält daher die Form eines Winkelhebels $a_1 ob$; die Länge der Schubstange $a_1 k_1$ wird grösser als ak, zugleich die Kurbel kürzer als früher, weil auch $a_1 o < ao$ ist, mithin wird das Verhältniss zwischen Schubstangen- und Kurbellänge ein um so günstigeres. Die Kurbel fällt noch immer länger aus als $\frac{s}{2}$, der Druck auf dieselbe wird geringer, als wenn die Kurbelwelle sich vertikal unter dem Punkte c befände.

Nun muss aber noch der Befestigungspunkt c für das zur Dampfkolbenstange herabgehende Gelenk am Balancier angebracht sein, man behält daher für letzteren die gewöhnliche Grundform bei und schliesst an denselben einen zur Befestigung des Zapfens a_1 dienenden Arm, ein Horn an, wodurch die in der Zeichnung angegebene Form entsteht.

Der resultirende Druck auf den Balancierzapfen o besitzt im Mittel eine wie $a_1 s$ von der Vertikalen abweichende Richtung, daher die Trennungslinie zwischen Körper und Deckel der Balancierzapfen-Lager mitunter entsprechend gegen die Horizontale geneigt angeordnet wird.

Derartige Gebläse wurden zuerst in England mehrere ausgeführt*), dabei die Welle s selbst weiter abwärts in das Fundament gelegt, um eine möglichst lange Schubstange zu erhalten. Später verbreiteten sich dieselben nach Deutschland und Oesterreich. Wenn man den Befestigungspunkt der Schubstange möglichst weit gegen die Balancieraxe rückt, ist ein Tieferlegen des Schwungrades nicht nothwendig, vielmehr können dessen Lager auf der Grundplatte des Dampfcylinders befestigt werden. Die Anordnung passt besonders für Woolf'sche Maschinen, bei welchen

*) Revue universelle, 12. Bd., S. 242.

wegen der zwei Cylinder eine zwischen letztere und die Balancieraxe gelegte Kurbelwelle auf allzu geringe Kurbellänge führt.

Ein solches Gebläse mit Woolf'scher Maschine, zu Duisburg ausgeführt*), zeigt Fig. 132; *D* ist der grosse, *d* der kleine Dampf- und *g* der Gebläsecylinder. Das Fundament der Schwungradwelle liegt nicht tiefer als das der Cylinder, und doch ist die Schubstange $5\frac{1}{2}$ mal länger als die Kurbel. Die Balancierzapfen ruhen auf einem gemauerten Träger *t*, die Schlitten für die Gleitstücke sind unten an den Cylinderdeckeln, oben an eisernen Traversen befestigt, welche ihre Stütze an dem Balancierpfeiler und in der Mauer des Gebläsehauses finden.

In ähnlicher Art sind die grossen Gebläse der Königshütte mit $2{\cdot}85^m$ Durchmesser und $3{\cdot}16^m$ Hub und Ventilsteuerung; die der Schwechater Hütte mit $2{\cdot}8^m$ Durchmesser und Hub, und in Kladno mit $2{\cdot}53^m$ Durchmesser und $2{\cdot}83^m$ Hub, dann in Niklasdorf bei Leoben u. s. w. ausgeführt.

Dampfcylinder ober dem Balancier. Eine dritte, denselben Zweck verfolgende Anordnung zeigt das Gebläse zu Hörde, Fig. 138**); *g* ist der auf der Sohle aufgestellte Gebläsecylinder, *c* der Dampfcylinder, welcher nebst Balancier und Schwungrad *s* in das Fundament versenkt ist. Da die Schubstange am Balancierende befestigt ist, erhält die Kurbel die normale Länge, doch ist die Höhenausdehnung eine bedeutende, daher man entweder nach Fig. 138 kostspielige Grundbauten auszuführen genöthigt ist, oder bei Verlegung der Wellenlager auf die Sohle den Gebläsecylinder *g* in grosser Höhe zu fundiren hätte.

Am meisten empfiehlt sich daher die Verlegung der Schwungradwelle ausserhalb des Dampfcylinders, welche Einrichtung für grosse Gebläse jetzt die beliebteste ist.

Stehende direktwirkende Gebläse, Dampfcylinder auf dem Gebläsecylinder. Bei stehenden direktwirkenden Gebläsen müssen beide Cylinder ober einander stehen, was die Fundirung erschwert. Am einfachsten ist letztere bei dem Gebläse Fig. 148 erzielt, wo der Dampfcylinder *d* unmittelbar auf dem Gebläsecylinder *c* steht. Vom letzteren gehen, um eine unzugängliche Stopfbüchse zu vermeiden, zwei, vom Dampfcylinder eine Kolbenstange aufwärts zur gemeinschaftlichen Traverse *t*, deren Führungsschlitten *f* oben am Dampfcylinder befestigt sind. Zwei Schubstangen *s* verbinden die Traverse *t* mit der Kurbelwelle *o*, an welcher der gleichförmigen Vertheilung des Druckes wegen zwei Schwungräder *S* befestigt werden. Den Boden des Gebläsecylinders bildet die obere

*) Machine soufflante (usine du Bas-Rhin à Duisburg), Jordan, cours de métallurgie, neue Ausgabe, Tafel 31.

**) Preuss. Zeitschrift 1866, S. 318. Die Skizze ist nur nach der in der Quelle enthaltenen Beschreibung entworfen.

Platte des Untersatzes *u*, welcher an mehreren Stellen mit seitlichen Oeffnungen für die Kurbelwelle, sowie für die Ausmündungen der am Untersatze angegossenen Ventilkästen versehen ist. Auf der Kurbelwelle befindet sich innerhalb des Untersatzes *u* ein Excenter, dessen horizontale Stange durch eine der erwähnten Oeffnungen nach aussen geführt ist und mittelst Hebelumsetzung den Dampfschieber bewegt. Das Ganze ist auf einem Mauerpfeiler *M* verankert.*)

Der Nachtheil dieser Anordnung ist, dass man, um den Deckel des Gebläsecylinders heben zu können, den Dampfcylinder und einige andere Theile abnehmen muss. Zum mindesten soll der um den Dampfcylinder freibleibende Raum auf dem Deckel des Gebläsecylinders gross genug sein, um einen entsprechend grossen Saugventilsitz anbringen zu können, nach dessen Abnahme der Cylinder behufs Nachziehens der Kolbenliederung befahren werden kann.

Dampfcylinder ober dem Gebläsecylinder. Zweckmässiger ist es aus obigem Grunde, die Cylinder zu trennen und den Deckel des Gebläsecylinders frei zu halten, wie Fig. 151**) andeutet. Der Dampfcylinder ruht dabei auf einem entsprechend breiten Träger *q*, und dieser auf 4 Säulen *f*, welche zugleich die Führung der Traverse *t* bilden und auf den erweiterten Flantschen des Gebläsecylinders unabhängig vom Deckel befestigt sind. Die übrige Einrichtung ist dieselbe wie in Fig. 148; die doppelte Gebläsekolbenstange soll den grossen Kolben gegen seitliche Schwankungen schützen. Dabei können auch Dampf- und Gebläsekolbenstange unmittelbar verbunden werden, indem deren Stopfbüchsen zugänglich sind.

An der Dampfkolbenstange zieht sich jedoch fortwährend condensirtes Wasser, welches durch die Stopfbüchse austritt, herab, und bewirkt Verunreinigung und Rosten der darunter befindlichen Maschinentheile, welcher Uebelstand auch durch eine an der Kolbenstange befestigte Schale nicht vollkommen zu beseitigen ist.

Gebläsecylinder ober dem Dampfcylinder. Der zuletzt genannte Uebelstand schwindet, wenn man nach Fig. 149 und 150 den Gebläsecylinder *c* über den Dampfcylinder *d* stellt, wobei der Bau allerdings kostspieliger wird. Nach den genannten Figuren***), welche die Vorder- und Seitenansicht darstellen, ist der Cylinder durch Säulen *p* gestützt, welche bis zur Grundplatte des Dampfcylinders verlängert und

*) Derartig ist u. A. die Anordnung des Schiebergebläses von Carl Schmidt, Zeitschr. des Vereins deutsch. Ing., 1858, S. 179.

**) Ein solches Gebläse ist zu Rhonitz aufgestellt. Erfahrungen 1861, S. 10.

***) S. Jordan, Album du cours de métallurgie, Tafel 15.

wegen grösserer Stabilität an zwei Stellen durch Rahmen *r* verbunden sind; letztere dienen ausserdem zur Befestigung der Führungslineale *f* für die Traverse *t*. Der Boden des Gebläsecylinders ruht auf zwei Trägern *q*, zwischen welchen die Ventilkästen liegen. Die Kurbel fungirt zugleich als Nabe des Schwungrades und ist mit demselben aus einem Stück gegossen. Da die Maschine mit Condensation arbeitet, so ist die Traverse *t* durch zwei kurze aufwärtsgehende Schubstangen mit dem Ende eines kleinen Balancier *b* verbunden, dessen Zapfenlager an zweien der Säulen *p* befestigt sind. Vom anderen Ende dieses Balancier gehen Schubstangen zu der in einer Vertiefung des Fundamentes angebrachten Luft- und Kaltwasserpumpe hinab.

Soll diese Anordnung, welche ziemlich häufig in Anwendung steht*) und compendiöser ist als die mit Balancier, genügende Stabilität besitzen, so muss das Gerüst, welches den Gebläsecylinder trägt, möglichst fest sein. Man empfiehlt, dieses Gerüst gar nicht mit dem Mauerwerk des Gebläsehauses in Verbindung zu setzen, sondern wie in Fig. 149 und 150 ganz isolirt zu lassen. Bei einem solchen Gebläse zu Creuzot**), welches 3^m Cylinderdurchmesser und $2{\cdot}5^m$ Hub besitzt, ist die Stabilität dadurch erhöht, dass die 4 Hauptsäulen durch eiserne, parallel zu den Ebenen der Schwungräder stehende und unter 75^0 gegen den Horizont geneigte Streben gestützt sind, daher der Fundamentrahmen, auf welchem das Gerüst für den Gebläsecylinder und der Dampfcylinder ruhen, nach einer Richtung verlängert ist und eine rechteckige Form besitzt.

Bei dem Gebläse Fig. 147***) ist die Anordnung dieselbe, die Dampfmaschine jedoch nach dem Woolf'schen Prinzipe construirt. Die drei Kolbenstangen sind in einer gemeinschaftlichen aus Blech gefertigten Traverse *t* befestigt. Die Traverse bewegt sich stets parallel zu ihrer Stellung, denn die Kurbelzapfen bleiben in gleicher Höhe, mithin auch die Enden der Traverse. Fällt die Resultirende des Dampfdruckes, welcher auf *e* und *f* wirkt, seitwärts von *a*, so wird die Traverse nicht gedreht, sondern nur ein Theil des Druckes durch die Schubstangen *s* und die Kurbelwelle auf die andere Seite übertragen.

Kurbel in der Axe des Dampf- und Gebläsecylinders. Die Lenkstange wird mitunter direkt an eine der Kolbenstangen angeschlossen, daher die Kurbel ober, unter oder zwischen die Cylinder gelegt; dadurch

*) Sie kommt z. B. vor bei neueren grossen Gebläsen auf dem Borsigwerk; bei dem 100pferdigen Gebläse des Rossitzer Hochofens; auf mehreren englischen Hütten u. s. w.

**) Jordan, Album du cours de metallurgie, 2. Auflage, Tafel 32 und 33.

***) Zeitschr. des Vereines deutscher Ingenieure, 1860, S. 210.

erhält aber der Bau die grösste Höhe. So ist bei einem Gebläse zu Creuzot*), Fig. 144 und 145, der Dampfcylinder *d* ober dem Gebläsecylinder *g*, das Schwungrad *s* noch höher angebracht. Das Gerüst besteht der Hauptsache nach aus 4 Säulen *t*, welche durch eiserne Traversen unter sich und mit der Mauer des Maschinenhauses verbunden sind. Die Entfernung zwischen Dampf- und Gebläsecylinder ist gering, das Innere des letzteren jedoch dadurch zugänglich gemacht, dass ein Theil der oberen und unteren Saugventile mit besonderen Ventilsitzen *v* versehen ist, nach deren Abnahme der Cylinder befahren werden kann. An die Dampfkolbenstange schliesst sich oben die zur Kurbel geführte Schubstange. Die Figuren geben zugleich ein Beispiel für die Anordnung einer Steuerung mit Doppelsitzventilen. Die Bewegung der letzteren erfolgt durch Herzscheiben *h*, welche an einer von der Schwungradwelle mittelst Zahnräder getriebenen Welle befestigt sind und sich innerhalb der am oberen Ende der Ventilstangen *n* befestigten Rahmen drehen.

Bei den grossen Dimensionen (2^m Hub und 2·75^m Durchmesser des Gebläsecylinders, 0·16^m Quecksilber Spannung der Luft, über 40000 Kil. Schwungradgewicht) und der grossen Höhe des Baues (13^m Entfernung der Schwungradwelle vom Fundament der Gerüstsäulen) erweist sich dessen Stabilität nicht als genügend, so dass die Kolbengeschwindigkeit höchstens 1^m betragen darf, wenn nicht bedenkliche Erschütterungen eintreten sollen.

Umgekehrt ist die Anordnung der Gebläsemaschine zu Middlesborough**) (vergl. Seite 96), Fig. 98 und 99. Der Dampfcylinder *c* ruht dabei auf einem gusseisernen Untersatze *u*, welcher auf dem Deckel des Gebläsecylinders *C* befestigt ist; die Schubstange, welche zur Schwungradwelle führt, schliesst sich an die nach unten verlängerte Gebläsekolbenstange; der Gebläsecylinder ist auf eisernen Ständern fundirt. Obgleich der Hub verhältnissmässig gering ist (1·2^m bei 2·4^m Cylinderdurchmesser), erhält das Ganze doch eine bedeutende Höhe.

Die geringste Höhe ergibt sich bei der Fig. 206 und 207 dargestellten Anordnung des S. 105 beschriebenen Schiebergebläses von Tannett Walker u. Comp. in London. Es sind dabei wieder die Kurbelwelle *k*, der Dampf- und Gebläsecylinder *dg* in derselben Vertikalen angeordnet; an das mit der Dampfkolbenstange verbundene, durch die Ständer für den Dampfcylinder gerad geführte Gleitstück *t* schliessen sich zwei Gebläsekolbenstangen *s*, deren Axen in einer gegen die Zeichnungs-

*) Practical Mechanics Journal, 1868, Maiheft, S. 51; Polyt. Centralblatt 1868, 22. Jahrg., S. 705.

**) Polyt. Centralblatt 1872, S. 1179.

ebene um 45° geneigten Ebene liegen, so dass zwischen denselben einerseits die Kurbelwelle *k* durchgelegt werden und anderseits die Kurbel und Schubstange sich frei bewegen können. *S* ist das Schwungrad. Die Schubstange ist drehbar mit dem Gleitstück *t* verbunden. Die Anwendung von zwei Kolbenstangen ist jedoch als Uebelstand zu bezeichnen.

Eine ähnliche Einrichtung zeigt das Gebläse von Dick und Stevenson*), Fig. 267, dessen Ventile S. 89 und 98 beschrieben wurden; *g* sind die Gebläse und *d* die Dampfcylinder; von jedem der Kolben sind vier Kolbenstangen zu einem Rahmen *r* geführt, welcher diese sämmtlichen Stangen verbindet und an welchen sich nebstdem die Schubstange anschliesst. Auf die Deckel der Gebläsecylinder sind lange, an den Ständern *s* befestigte Röhren *n* aufgesetzt, welche am oberen Ende die Stopfbüchsen tragen; dadurch ist eine Geradführung des Rahmens *r* erspart. Dieser Vortheil dürfte indessen den Nachtheil der vielen Kolbenstangen nicht aufwiegen.

In einer Hinsicht sind übrigens die beschriebenen Anordnungen zweckmässig: sie gestatten die beste Kuppelung zweier stehender direktwirkender Gebläse, und zwar mittelst einer Welle mit einfachen Kurbeln an den Enden. Bei den früher angegebenen Gebläsen mit seitwärts liegenden Schubstangen dagegen müsste zu demselben Zwecke eine gemeinschaftliche Welle quer unter beide nebeneinander zu stellende Gebläse gelegt und an beiden äussersten Enden mit einfachen, weiter gegen die Mitte mit Doppel- oder Schleppkurbeln versehen werden.

Verbindung mit dem Schwungrade durch einen Balancier. Fig. 146 zeigt ein direktwirkendes Gebläse, dessen Cylinder *c* auf Traversen gelagert ist, die auf den Umfassungsmauern des Gebläsehauses ruhen. Zur Bewegung des Schwungrades *S* dient ein Evans'scher Balancier *b*, welcher am oberen Ende der Schwinge *n* drehbar ist. Derselbe treibt zugleich mittelst der Stangen *e e* die Luft-, Kaltwasser- und Speisepumpe; er fordert verhältnissmässig geringe Dimensionen, da nur der zwischen *s* und der Kolbenstange befindliche Theil einen starken Druck zu übertragen hat. Ein Gegenlenker *g* hindert, dass durch Rückwirkung der Kurbel und Schubstange die Kolbenstange zu stark seitwärts gedrückt werde.

Derartig ist z. B. ein Gebläse zu Komorau, mit Condensation und Meyer'scher Steuerung eingerichtet, ferner ein solches auf den Barrow-Iron-Works**); bei letzterem ist die Schubstange in der Mitte des Balanciers, an demselben Zapfen wie der Gegenlenker befestigt, wobei

*) Dingler's polyt. Journal 1875, 216. Bd., S. 393.
**) Preuss. Zeitschrift 1866, 14. Bd., S. 316.

sich wieder der Nachtheil eines grossen Druckes in der Schubstange bemerkbar macht.

Man findet auch ähnliche Construktionen, wobei ein zweiarmiger um eine feste Axe drehbarer Balancier angebracht ist, dessen eines Ende durch ein Parallelogramm mit der gemeinschaftlichen Kolbenstange, das andere durch eine Schubstange mit der Kurbelwelle in Verbindung steht.

Der Balancier gestattet das Anhängen der Pumpen bei Condensationsmaschinen, dann wieder eine bequeme Kupplung zweier Gebläse bei diesen sowohl als bei den unmittelbar früher angegebenen Anordnungen; aber auch hier fällt der Bau sehr hoch aus, weil zwischen den beiden Cylindern der genügende Raum für die Bewegung des Balancier vorhanden sein muss. Man ist daher genöthigt, zur Stütze der Theile die Mauern des Gebläsehauses mit in Anspruch zu nehmen, auf welche die Erschütterungen beim Betrieb nachtheilig einwirken.

Für die direktwirkenden stehenden Gebläse ist daher die in Fig. 149 und 150 dargestellte Anordnung die vorzüglichste. Sie ist compendiöser und weniger kostspielig als die der eigentlichen Balanciergebläse, doch gibt man gegenwärtig der letzteren mit aussenliegender Schwungradwelle, namentlich wenn zwei Cylinder zu kuppeln sind, für die grössten Dimensionen den Vorzug, weil dabei nur die Balancieraxe hoch oben zu fundiren, daher die Aufstellung die solideste ist.

Stehende Gebläse mit Kurbelumsetzung. Das Bild dieser Anordnung ergibt sich, wenn man die Skizze Fig. 133, welche den Grundriss eines liegenden Gebläses mit Kurbelumsetzung darstellt, um 90^0 dreht, so dass entweder die drei Cylinder oder die Kurbelwelle nach oben kommen. Die Dampfkurbel wird parallel oder unter 180^0, am besten unter 135^0 gegen eine der Gebläsekurbeln gestellt, weil die Kurbelgewichte sich dabei zum Theil ausgleichen. Die Cylinder stehen natürlich stets in einer Reihe, mitunter wird jedoch der Dampfcylinder nicht zwischen den Gebläsecylindern, sondern ausserhalb aufgestellt.

Die Kurbelwelle erfordert die solideste Befestigung und ist daher unten zu legen. Die lange Welle mit Doppelkurbel ist besser zu vermeiden; statt derselben könnnen zwei einfache, etwas gegen einander verstellte Kurbeln angewandt werden, deren Zapfen durch eine kurze Zugstange verbunden sind (Schleppkurbel). An einem der Zapfen ist auch die Schubstange befestigt. Es ergeben sich dadurch zwei abgesonderte Wellen, deren jede durch zwei nahe den Kurbeln befindliche Lager zu stützen ist. Indessen ist auch die Fundirung der Cylinder in grösserer Höhe kostspielig; will man daher bei zwei stehenden Cylindern verbleiben, so ist es besser, für jeden einen besonderen Dampfcylinder und

die Anordnung mit Balancier und gemeinschaftlicher Schwungradwelle zu wählen. Weit einfacher wird die Construktion für liegende Cylinder.

Zu den Gebläsen mit Kurbelumsetzung ist das Neilson'sche*), Fig. 139, zu rechnen. An dem Gebläsecylinder *c* sind seitwärts mittelst angegossener Lappen zwei Dampfcylinder *d* befestigt; sie betreiben durch Kolben- oder Schubstangen eine Kurbelwelle, an deren Mitte, innerhalb des Fundamentrahmens, das Getriebe z befestigt ist, welches mit z_1 in Eingriff steht. Auf der Welle von z_1, zu beiden Seiten des Gebläsecylinders, befinden sich die zwei Schwungräder *S*, welche durch Zapfen, Schubstangen *s* und eine Traverse *t* mit der Gebläsekolbenstange verbunden sind. Zwei kleine, zum Betriebe der Kaltwasser- und der Luftpumpe *L* dienende Balanciers *b* schliessen sich mittelst kurzer Schubstangen an die Gleitstücke der Dampfmaschinen. Das Ganze nimmt wenig Raum ein, die Cylinder sind nahe der Sohle gestellt, daher leicht zu fundiren; das Schwungradgewicht kann gering sein, und der Dampfkolben schneller als der Gebläsekolben arbeiten. Diese Vortheile sind aber auf Kosten einer vergleichsweise complicirten Einrichtung erkauft.

Gebläse mit einem Cylinder und Kurbelumsetzung dürften kaum vorkommen, da für diese die direkte Anordnung weit einfacher ist. Als Vortheil solcher Gebläse, bei welchen der Dampf- und der Gebläsekolben durch Schubstangen mit zwei an einer gemeinschaftlichen Welle befindlichen Kurbeln verbunden sind, ist blos zu erwähnen, dass man durch richtige gegenseitige Stellung der Kurbeln das Verhältniss zwischen Widerstand und Druck möglichst gleichförmig gestalten und dadurch das Schwungradgewicht herabsetzen kann. Der Nutzen davon wäre nur bei Bessemergebläsen merklich, weil bei anderen der Widerstand am Gebläsekolben auf dem grössten Theil des Laufes constant ist.

Liegende direktwirkende Gebläse mit zwei Cylindern. Diese Anordnung besteht aus einer liegenden Zwillings-Dampfmaschine, deren Kolbenstangen an der den Schubstangen entgegengesetzten Seite durch die Cylinderdeckel geführt und durch Gleitstücke mit den Kolbenstangen der Gebläsecylinder verbunden sind. Die Anordnung hat eine ziemliche Längenausdehnung, im Uebrigen aber die Vortheile der liegenden Gebläse, sie ist daher häufig und besonders bei kleineren Dimensionen, wo ihre Nachtheile weniger ins Gewicht fallen, im Gebrauch.

So zeigt Fig. 153 das Schiebergebläse von Cavé; bei demselben sind zwei Gebläse- und zwei Dampfcylinder *c* und *d* mittelst Schubstangen *s* und einer Kurbelwelle *o* gekuppelt. *S* sind die Schwungräder,

*) Berg- und hüttenm. Zeitung 1854, 13. Bd., S. 430.

e die Exzenterstangen für die Dampf- und *a* für die Gebläseschieber, *n* betreibt die Luftpumpe *l*, *w* ist die Windleitung.

Liegende direktwirkende Gebläse mit einem Cylinder. Lässt man in Fig. 153 eines der beiden Dampfgebläse sammt Schwungrad weg, so ergibt sich die gewöhnliche Anordnung für Gebläse mit einem Cylinder. Diese können auch nach Fig. 154 oder 162 ausgeführt werden. In Fig. 154 sind wieder zwei Schwungräder in Anwendung; die Gegenkurbel *a* bewegt den Gebläse- und das Exzenter *e* den Dampfschieber. Etwas geringere Länge des Ganzen ergibt sich beim Schiebergebläse von Thomas und Laurent, Fig. 162, wo die Kurbelwelle zwischen Gebläse- und Dampfcylinder verlegt ist. Der Rahmen *r* verbindet die beiden Kolbenstangen; *s* ist die Schubstange. Die zwei Längsstangen des Rahmens *r* sind mit Schlitzen versehen, durch welche die Schwungradwelle gelegt ist. Die Exzenter *e* und *a* dienen wieder zur Bewegung des Dampf- und Gebläseschiebers. Ein drittes ausserhalb *a* befindliches Exzenter betreibt die Luftpumpe. Selbstverständlich sind die in Fig. 153, 154 und 162 skizzirten Anordnungen ebenso gut für Ventil- als für Schiebergebläse anwendbar.

Verwandt mit der Disposition Fig. 162 ist die durch Fig. 214 und 215 dargestellte, welche bei englischen Gebläsen mit zur Luftvertheilung dienenden Kolben (s. Schiebergebläse) vorkommt und sich von der S. 127 beschriebenen stehenden Anordnung vorzüglich nur durch die horizontale Lage der Cylinderaxen unterscheidet; sie ist auch bei Maschinen von Schraubenschiffen in Anwendung. In den Figuren sind *d* der Dampf- und *g* der Gebläsecylinder, *t* das Gleitstück, an welches sich einerseits die Dampfkolben-, anderseits die Schubstange und zwei Gebläsekolbenstangen anschliessen; in dem Raum zwischen letzteren bewegen sich die Kurbel und Kurbelstange, sowie die Welle *w*. Es wurde jedoch schon bei stehenden Gebläsen bemerkt, dass die zwei Kolbenstangen ein Nachtheil sind, und dieser wird bei liegenden Gebläsen durch die geringe Ersparung an Länge des Ganzen wohl nicht aufgewogen.

Liegende Gebläse mit Kurbelumsetzung. Diese Anordnung ist aus denselben Gründen wie bei stehenden Gebläsen minder zweckmässig als die direktwirkende. Sie ist durch Fig. 133 dargestellt, worin *d* der Dampf- und *c* die Gebläsecylinder, *s* die Schubstangen sind. Der gleichförmigen Belastung wegen ist die nothwendige Schwungmasse auf zwei Räder *S* vertheilt. Die Dampfkurbel erhält gegen die Gebläsekurbeln dieselbe Stellung, wie bei stehender Anordnung, und auch bezüglich der Doppelkurbel gilt die gleiche Bemerkung wie dort.

Stehende Gebläse ohne Rotationsbewegung. Dieselben wurden direktwirkend oder als Balanciermaschinen ausgeführt; Anordnungen der-

selben ergeben sich, wenn man bei den früher beschriebenen stehenden Balancier- und direktwirkenden Gebläsen die Kurbelwelle und das Schwungrad sammt den Theilen, welche zu deren Bewegung dienen, weglässt. Eine direkte Verbindung der Gebläse- und Dampfkolbenstange ist das Einfachere. Um dabei das Gewicht der Kolben und Kolbenstangen auszugleichen, hat man die Steuerung so eingerichtet, dass beim Niedergange die Expansionsperiode länger dauert, mithin die Gesammtwirkung des Dampfes kleiner ist als beim Aufgange. So erfolgte bei derartigen zu Reschitza ausgeführten Gebläsen*) die Absperrung beim Aufgange nach $^7/_8$, beim Niedergange nach $^2/_3$ des Kolbenlaufes.

Der Gang des Gebläses ist ruhiger, wenn man an eine der Kolbenstangen einen Balancier mit Gegengewicht befestigt. Dabei ist auch stärkere Expansion zulässig. Denn die Anwendung der Expansion findet ihre Grenzen in der zu starken, für den Gebläsegang nachtheiligen Beschleunigung, welche der zu Anfang des Hubes mit voller Spannung wirksame Dampf den Kolben ertheilt. Der Balancier nebst Gegengewicht vermehrt die Schwungmasse und vermindert folglich die Geschwindigkeit.

Mit der genannten Ausgleichung sind die Gebläse von Hoffmann**) versehen, deren eines zu Břas in Böhmen in Betrieb stand. Die Dampfmaschine ist mit Ventilsteuerung versehen; der einfach und sinnreich construirte Bewegungsmechanismus für die 4 Ventile gestattet es, mit einem einzigen Katarakt auszukommen. Mehrere Gebläse mit Katarakten, welche letztere jedoch nicht benützt werden, stehen noch gegenwärtig auf oberschlesischen Hütten im Betrieb. Kurze Pausen am Ende des Hubes gestatten nämlich den Schluss der Ventile vor Beginn des nächsten Hubes; eine geringere Leistung lässt sich jedoch statt durch Pausen auch durch Steigerung des Expansionsgrades oder verminderte Dampfspannung erzielen.

Bei dem Gebläse von Quillacq, Fig. 152***), steht die Dampfschieberstange l durch Hebel und die Stange t mit zwei Wellen $n\,o$ in Verbindung; a und b sind je zwei unter sich parallele, beiderseits von der Führung f an o und n befestigte Steuerungshebel. Das Gleitstück am oberen Ende der Kolbenstange ist mit zwei Rollen versehen, welche beim Aufgange die zwei Hebel b, beim Niedergange a bewegen und somit die Umsteuerung bewirken. Um den Dampfschieber in seiner Stellung zu erhalten, dient der Kniehebel c. Der obere Theil desselben ist an der

*) Erfahrungen 1851.
**) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1860, S. 210.
***) Berg- u. hüttenm. Zeitung 1861, 3. Bd., S. 429.

Welle n fest, in den unteren um q drehbaren Theil eine Feder eingeschaltet, welche gegen das mittlere Gelenk des Kniehebels drückt. Der Hebel c, sowie der übrige Steuerungsmechanismus bleiben daher in der Stellung Fig. 152, bei welcher der Kolben abwärts geht. Treffen die Rollen am Gleitstücke die Hebel a, so bewegt sich wegen der Stange t auch b abwärts, c rechts. Dabei wird die Feder anfangs zusammengedrückt, und dehnt sich dann wieder so lange aus, bis der Kniehebel die symmetrische Stellung rechts von der Mittellinie $n\,q$ einnimmt.

Liegende Gebläse ohne Rotationsbewegung. Diese sind natürlich direktwirkend einzurichten. Ein solches von Cadiat*) construirtes Gebläse ist in Fig. 155 skizzirt. Die Kolbenstangen sind durch Rollen r gestützt, um der Ausreibung der Stopfbüchsen vorzubeugen. Die Dampfschieberstange l ist mit zwei Winkelhebeln verbunden, welche kleine Rollen $n\,n_1$ tragen; zwei auf der Kolbenstange befindliche Knaggen $k\,k_1$ drücken abwechselnd gegen die Rollen n und n_1, wodurch die Umsteuerung erfolgt.

Der Weg der Kolbenstangen wird durch Kautschukpuffer begrenzt, die an elastischen hölzernen Widerlagen w befestigt sind und den Stoss mildern, welcher bei Ueberschreitung der normalen Hublänge entsteht. Doch werden diese Stösse noch immer fühlbar sein und um so häufiger eintreten, je kleiner der schädliche Raum ist.

In neuerer Zeit werden von Decker u. Comp. Dampfmaschinen ohne rotirende Welle construirt und ausser zur Bewegung von Pumpen auch wieder für Gebläse angewendet**); die Kosten der letzteren betragen dabei nur $^1/_3$ von denen der Balanciergebläse. Bei 1·3^m Durchmesser und 1^m Hub führen dieselben 40 bis 60 Hube pr. Minute aus. Sie werden besonders als Reservemaschinen für Hoch- und Kupolöfen empfohlen, weil sie als solche nur wenig im Betrieb stehen, die grössere Ausgabe für eine vollkommenere Einrichtung der Reservemaschine sich daher nicht rentirt.

2) Turbinengebläse.

Diese erfordern eine Umsetzung ins Langsame, weil die Anzahl Umgänge des Turbinen-Laufrades grösser ist als die Zahl doppelter Kolbenhube des Gebläses. Für dieselben wird meist eine stehende Anordnung ohne Balancier mit Vortheil anzuwenden sein, weil die Turbine in einem tieferen Horizonte aufgestellt werden kann. Fig. 165 zeigt ein

*) Berg- u. hüttenm. Zeitung 1853, 12. Bd., S. 307.

**) Dingler's polyt. Journal 1874, 212. Bd., S. 451.

von einer Jonvalturbine betriebenes Gebläse. *a* ist das Lauf- und *b* das Leitrad. Die stehende Welle ist durch eine am Leitrade aufgesetzte Röhre geführt und treibt mittelst konischer Räder die Welle *o*, welche durch die Kurbel *k*, Schubstange *s* und eine Kolbenstange mit dem Gebläsekolben verbunden ist.

Fig. 166 und 167 zeigen ein zu Lilienfeld in Unterösterreich aufgestelltes Turbinengebläse im Auf- und Grundriss; *s* ist die Turbinenspindel, welche mittelst Vorgelegewelle die Kurbelwelle *k* treibt; die stehenden Cylinder *c* sind auf Holzbalken gelagert, *f* sind die an die Cylinderböden angeschraubten Führungen für die Gleitstücke.

Die Anordnungen Fig. 165 und 166 werden in liegende verwandelt, wenn man die Gebläsecylinder sammt Schubstange um die Kurbelwelle als Axe bis in die horizontale Lage abwärts dreht.

Eine andere liegende Anordnung, zu Donnersbach ausgeführt, zeigt Fig. 156 im Grundriss; dabei ist *s* die Turbinenspindel, *w* eine Vorgelege- und *k* die Kurbelwelle, welche die Kolben der liegenden Cylinder *c* bewegt.

Bei dem Gebläse zu Neuhütten in Böhmen, dessen Windsammler oben beschrieben wurden, wird nach den Fig. 158 bis 160 von der Turbinenwelle *s* mittelst Vorgelegewelle *w* die Kurbelwelle *k* getrieben; *c* sind die liegenden Cylinder, *S* ist ein Schwungrad. Das Schwungrad ist jedoch bei Turbinen, wenn sie zwei Cylinder enthalten, wohl jedenfalls entbehrlich.

Das stehende Turbinengebläse mit Balanciers des Salzhammers ist im Grundriss Fig. 161 skizzirt; darin sind wieder *s* die Turbinenspindel, *w* die Vorgelege-, *k* die Kurbelwelle, *b* die Balanciers und *c* die Cylinder.

3) Wasserradgebläse.

Diese benöthigen wegen der geringen Zahl Umgänge des Wasserrades meist eine Umsetzung ins Geschwinde. Das Wasserrad erhält eine der bekannten Construktionen. Ist dasselbe ein Zellenrad, so können sich bei geschlossener Schütze, wenn dieselbe undicht ist, die Zellen füllen und das Rad in Gang setzen; man macht daher zuweilen eines der Getriebräder ausrückbar, um ganz sicher das Innere der Gebläsecylinder befahren zu können.

Gebläse mit einem Cylinder. Fig. 163 zeigt die liegende, 164 die Anordnung mit Balancier. In jeder dieser Figuren sind *w* das Wasserrad, *z z* die Zahnräder-Umsetzung, *o* die Kurbelwelle, *s* die Schubstange und

c der Gebläsecylinder; in Fig. 164 *b* der Balancier. Bei kleineren Dimensionen wird sich der liegende Cylinder mehr empfehlen.

Zweicylindrige Gebläse. Sind zwei Cylinder vorhanden, so verbindet man die Schubstangen *s*, Fig. 163, mit zwei um 90° verstellten, an den freien Enden der Welle *o* befestigten Kurbeln; das kleinere Zahnrad *z* wird dann zwischen beiden Lagern der Welle *o* angebracht. Man erspart eine Kurbel, wenn man das Zahnrad *z* an ihre Stelle versetzt und mit einem Zapfen versieht, welcher in einem der Radarme befestigt wird. Bei der Anordnung Fig. 164 sind für zwei Cylinder selbstverständlich auch zwei Balanciers nothwendig.

Wenn die Lokalverhältnisse es erfordern, müssen konische an Stelle der Stirnräder treten, wie z. B. Fig. 168 andeutet, worin *w* die Wasserradwelle, *z z* die Transmissionsräder bedeuten; an der Welle *o* befinden sich die unter 90° verstellten Kurbeln *k*, welche durch Schubstangen mit den Balanciers oder direkt mit den Kolbenstangen der liegenden oder stehenden Gebläsecylinder verbunden sind.

Ein Wasserradgebläse ohne Transmission*) ist in Fig. 170 dargestellt. *c* sind die zwei ober dem Rade aufgestellten Gebläsecylinder, *g k* die Schubstangen, *g* die Gleitstücke, welche entsprechend geführt werden, *k* die an den Zapfen des Wasserrades *w* befindlichen Kurbeln. Die Ständer *t* unterstützen die Wasserradzapfen, die Cylinder ruhen auf gusseisernen, in die Mauern des Gebläsehauses eingelassenen Trägern. Bei dieser Anordnung ist der Vortheil der vertikalen Stellung ohne Balancier erreicht. Ohne Transmission auszukommen wird jedoch nur bei grosser Zahl Umgänge, daher kleinem Durchmesser des Wasserrades möglich.

Dreicylindrige Gebläse. Die Anwendung von drei Cylindern macht die Anordnung complicirter. Zum Betriebe zweier Gebläsekolben genügt eine Welle mit zwei Kurbeln an den Enden, für drei Kolben müssen zwei einfache Kurbeln an den Enden und eine doppelte in der Mitte angebracht sein. Eine solche Welle ist schwer auszuführen und Brüchen ausgesetzt. Man kann sie (vergl. Gebläse mit Kurbelumsetzung, S. 129) durch eine Schleppkurbel oder durch zwei abgesondert mittelst Zahnräder bewegte Wellen ersetzen, wie bei dem alten 3cylindrigen Gebläse der v. Fridau'schen Hohofenhütte in Vordernberg, welches Fig. 157 im Grundrisse zeigt. Die Kolben der Cylinder *c* werden durch Balanciers *b*, deren Axen auf dem durch Säulen gestützten gemeinschaftlichen Träger *t* ruhen, von den zwei Vorlegewellen *w* bewegt; diese stehen durch

*) Annales des mines, 4. Reihe, 18. Bd., S. 397.

konische Räder mit einer dritten Welle *v*, und diese endlich durch Stirnräder mit der Wasserradwelle *u* in Verbindung. Mittelst des Hebels *n*, der die Axe *v* des grossen konischen Rades bewegt, rückt man das letztere aus und bringt dadurch das Gebläse ausser Verbindung mit dem Wasserrade, wenn ein Cylinder befahren werden soll.

Ist die Umsetzung gering, so kann das grosse Kegelrad direkt am Wasserradzapfen befestigt werden. Da schon zwei Wellen vorhanden sind, lässt sich leicht ein vierter Cylinder anordnen, was in manchen Fällen mit Rücksicht auf die Vortheile einer grösseren Cylinderzahl zweckmässiger sein wird, als deren nur drei beizubehalten. Bei stehenden Gebläsen findet man zuweilen drei Wellen parallel zu einander gelegt, darauf drei gleich grosse, in Eingriff stehende Zahnräder befestigt, die Kurbelzapfen in den Armen derselben eingesetzt; und eines der Zahnräder durch Transmission mit der Wasserradwelle verbunden. Diese Einrichtung ist wegen schwierigerer Fundirung und grösserer Zahl Zahnräder weniger zweckmässig.

Noch complicirter ist das Gebläse der Altenauer Hütte am Oberharz*), welches Fig. 172 im Grundrisse darstellt. Dasselbe enthält drei stehende Cylinder *c*; die Kolbenstangen sind am oberen Ende mit Traversen *t* verbunden, welche durch vertikale, auf den Cylinderdeckeln befestigte Schlitten geführt werden. Die Wasserradwelle *w* bewegt mittelst der Zahnräder *s s*, *r r* und *k k* drei Wellen, die unter den Cylindern parallel zu den Traversen *t* liegen; an zweien dieser Wellen sind noch Kurbelscheiben *n* angebracht.

Von jeder Traverse *t* sind zwei Schubstangen *s* zu den Zapfen herab geführt, welche letztere theils in Arme der Räder *k*, theils in die Kurbelscheiben *n* eingesetzt und so gestellt sind, das die Hubwechsel der Kolben nach gleichen Zeiträumen stattfinden. Die Bewegung der Kolben erfolgt also wie durch drei an einer einzigen Welle befindliche, um 120° gegen einander verstellte Kurbeln. Die Saugventile befinden sich in den Kästen *v*, von den Druckventilkästen *d* gelangt die Luft durch den gemeinschaftlichen Windsammlungskasten *p* abwärts in die Windleitung.

Die Gleitstücke *g* von Fig. 170 sind hier durch die Traversen *t* ersetzt, von welchen die Kolbenstangen abwärts statt aufwärts laufen; dabei erhalten die Cylinder eine tiefere Stellung und sind leichter zu fundiren. Hingegen sind doppelte Schubstangen und Kurbeln oder Kurbelscheiben, sowie eine grössere Anzahl Zahnräder nothwendig. Bei Stellung der Cylinder im Dreiecke genügt ein einziger Windsammlungskasten, auch

*) Kerl, Oberharzer Hüttenprozesse, S. 351.

nimmt diese Stellung in horizontaler Richtung weniger Raum ein, sie macht jedoch die Theile des Gebläses schwerer zugänglich, als wenn die Cylinder in einer Reihe angeordnet werden.

Ausgleichung der Bewegung. Schwungräder.

Die drehende Bewegung der Kurbelwelle soll auf einen gewissen Grad gleichförmig sein, damit die Kolben und sonstigen schwingenden Massen keine zu grosse Geschwindigkeit erlangen, und zu Anfang des Hubes allmälig beschleunigt, zu Ende allmälig verzögert werden; hiemit ist auch ein sanfteres Spiel der Ventile verbunden. Anderseits ist für eine gute Wirkungsart des Gebläses nicht nothwendig, dass der Kolben eine Sinusbewegung annimmt, wie sie der constanten Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle annähernd entspricht, im Gegentheil soll die Luft möglichst gleichförmig aus den Düsen ausströmen, was nur durch constante Kolbengeschwindigkeit, mithin ungleichförmige Drehung erreicht wird. Es ist daher zu empfehlen, die drehende Bewegung nur so weit auszugleichen, als zur Vermeidung von Stössen beim Betrieb erforderlich ist. Bei drei gekuppelten Gebläsecylindern ist daher das Schwungrad stets entbehrlich.

Gegengewichte. Eine der Ursachen, welche besonders bei stehenden Gebläsen die Bewegung ungleichförmig macht, ist das Gewicht der Kolben, Stangen, Kurbeln u. s. w.; dieser Einfluss soll soweit als möglich beseitigt werden, weil sonst die abwechselnden Hube mit verschiedener Geschwindigkeit erfolgen, mithin auch die Ausströmung der Luft periodisch rascher und langsamer von statten geht. Hiezu dienen Gegengewichte.

Bei den Balanciergebläsen können letztere die Form gusseiserner, in der Mitte durchlochter Scheiben erhalten, welche auf die beiden Zapfen an einem der Balancier-Enden aufgeschoben werden. Das erforderliche Gewicht dieser Scheiben findet man aus den vorhandenen, am Balancier wirkenden Lasten, welche in bekannter Art auf die Endpunkte des Balancier reduzirt werden müssen. Bei ungleicharmigem Balancier ist auch das verschiedene Gewicht der beiden Arme zu berücksichtigen.

Gewöhnlich wird die Ausgleichung am Kranze des Schwungrades, wenn ein solches vorhanden ist, angebracht. In diesem Falle sind die sämmtlichen Gewichte auf die Schubstange zu reduziren, welche den Balancier mit dem Kurbelzapfen verbindet.

So z. B. hat man in Fig. 135 den Druck zu bestimmen, welcher in Folge der am Balancier hängenden Lasten im Punkte n abwärts wirkt.

Derselbe ist unter Vernachlässigung der kleineren Theile gleich dem Gewichte der Schubstange s, mehr den auf n reduzirten Gewichten der beiden Kolben, Kolbenstangen und der Kurbel. Zur Ausgleichung ist ein ebenso grosser vom Kurbelzapfen aufwärts wirkender Druck nothwendig, und aus diesem ergibt sich durch Reduktion der am Kranze des Schwungrades erforderliche Druck, welcher auf verschiedene Art erzielt werden kann. Man lässt entweder bei p an der Innenseite des Schwungringes eine Vertiefung von entsprechender Grösse, welche mit Blei ausgegossen wird, oder man bringt an der zu p diametral gegenüberstehenden Seite des Schwungringes eine Höhlung an, welche leer bleibt; endlich werden auch beide Mittel zugleich angewendet. Nur darf der Kranz nicht über die erlaubte Grenze geschwächt werden. Ergibt sich statt eines Druckes nach unten ein solcher nach oben auf den Kurbelzapfen, so muss natürlich die Ausgleichung entgegengesetzt zur vorigen angebracht werden.

Bei liegenden Gebläsen ist blos das Kurbelgewicht und die Hälfte des Schubstangengewichtes auszugleichen, was durch ein an die Kurbel angegossenes Gegengewicht oder, wenn Zahnräder vorhanden sind, durch Eisenplatten, die man zwischen den Radarmen befestigt, erfolgt. Sind zwei Kurbeln auszugleichen, so muss der Schwerpunkt des Gegengewichtes dem gemeinschaftlichen der beiden Kurbeln diametral gegenüber liegen.

Allgemeine Formel zur Bestimmung des Schwungradgewichtes. Die anderen Quellen der ungleichförmigen Drehung sind der veränderliche Druck am Dampf- und Gebläsekolben; die Stellung der Kurbeln und ihre Verbindung mit den Kolben, endlich die schwingenden Massen. Das Schwungrad hat die Aufgabe, den Einfluss dieser Momente, jedoch, wie bemerkt, nur bis auf einen gewissen Grad zu beseitigen, welche Bedingung sich dahin präcisiren lässt, dass die Differenz des grössten und kleinsten Werthes v_1 und v_2 der Umfangsgeschwindigkeit gegen das arithmetische Mittel derselben

$$V = \frac{v_1 + v_2}{2},$$

hinreichend klein sein solle. Das Verhältniss

$$i = \frac{V}{v_1 - v_2},$$

welches der Gleichförmigkeitsgrad heisst, soll also eine gewisse Grösse erreichen. Andere bedienen sich des reciproken Werthes von i und nennen denselben Ungleichförmigkeitsgrad; dies hat auf das Rechnungsresultat keinen Einfluss.

Aus der obigen Gleichung ergibt sich auch

$$v_1 - v_2 = \frac{V}{i},$$

und da

$$\frac{v_1 + v_2}{2} = V$$

ist, so folgt

(1) . . . . . $$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = \frac{V^2}{i}.$$

Die genaue Ermittelung des Schwungradgewichtes erfordert mitunter sehr weitläufige Rechnungen; sie lässt sich nicht allgemein durchführen, sondern ist in den einzelnen Fällen verschieden.

Für die Praxis wird folgender Näherungsweg hinreichen. Man denke sich eine der Kurbeln von einer beliebigen Anfangsstellung, z. B. vom todten Punkte aus um irgend einen Winkel ω gedreht, und ermittle die Arbeit $\mathfrak{E}$, welche die Kraftmaschine während dieser Drehung produzirt, sowie die Arbeit E, welche gleichzeitig vom Gebläse consumirt wird. Nach dem Principe der lebendigen Kräfte ist die Differenz $\mathfrak{E} - E$ gleich der Aenderung, welche die lebendige Kraft der bewegten Massen während der Drehung um den Winkel ω erfährt. Seien G das Gewicht des Schwungringes, welches allein unter den rotirenden Massen berücksichtigt werden soll, G_1 das Gewicht der schwingenden Massen, v_0 die Geschwindigkeit des Schwungringes und φ_0 die der schwingenden Massen bei der Anfangsstellung der Kurbel, v und φ die Werthe, welche diese Geschwindigkeiten nach der Drehung um ω annehmen, so hat man

$$\frac{G}{2g} v^2 - \frac{G}{2g} v_0^2 + \frac{G_1}{2g} \varphi^2 - \frac{G_1}{2g} \varphi_0^2 = \mathfrak{E} - E.$$

Hieraus folgt

$$v^2 = v_0^2 + \frac{G_1}{G} \varphi_0^2 + \frac{2g}{G}\left(\mathfrak{E} - E - \frac{G_1}{2g} \varphi^2\right)$$

$$v^2 = v_0^2 + \frac{G_1}{G} \varphi_0^2 + \frac{2g}{G} M,$$

worin die Hilfsgrösse

(2) . . . . . $M = \mathfrak{E} - E - L$

ist, wenn man die lebendige Kraft der schwingenden Massen

(3) . . . . . $\frac{G_1}{2g} \varphi^2 = L$

setzt. Im Beharrungszustande wiederholen sich innerhalb gewisser Perioden, z. B. während der einzelnen Kolbenschube alle Geschwindig-

keitsänderungen. In jeder solchen Periode erreicht die Geschwindigkeit v einen absolut grössten und kleinsten Werth v_1 und v_2, und zwar, wie die obige Gleichung zeigt, dann, wenn die Grösse M ein absolutes Maximum M_1 und Minimum M_2 wird. Hat man diese Grössen bestimmt, so ergibt sich

$$v_1^2 = v_0^2 + \frac{G_1}{G} \varphi_0^2 + \frac{2g}{G} M_1$$

$$v_2^2 = v_0^2 + \frac{G_1}{G} \varphi_0^2 + \frac{2g}{G} M_2$$

$$v_1^2 - v_2^2 = \frac{2g}{G} (M_1 - M_2).$$

Setzt man hierin den aus (1) folgenden Werth von $v_1^2 - v_2^2$, so erhält man

$$\frac{2V^2}{i} = \frac{2g}{G} (M_1 - M_2)$$

(4) . . . . . $GV^2 = gi(M_1 - M_2)$.

Dimensionen des Schwungringes. Zur Bestimmung derselben dient die Formel (4), in welcher g die Acceleration der Schwere, i den später angegebenen Gleichförmigkeitsgrad, G das Gewicht des Schwungringes und V das arithmetische Mittel aus dessen grösster und kleinster Geschwindigkeit bedeuten. Die Berechnung von $M_1 - M_2$ folgt unten. Genau genommen ist V die Geschwindigkeit jener Peripherie, in welcher die Masse des Schwungringes vereinigt sein müsste, um die wirklich vorhandene lebendige Kraft zu besitzen. Annähernd darf jedoch unter V die mittlere Geschwindigkeit der mittleren Schwungring-Peripherie verstanden werden. Ist daher n_1 die Zahl Umgänge pr. Minute, R der mittlere Halbmesser des Schwungringes, so hat man

(5) . . . . . $V = \frac{2R\pi n_1}{60}$.

Man wählt R in passender Grösse und rechnet V; der Werth von V soll 20^m nicht stark übersteigen, weil sonst der Ring zu stark beansprucht wird. Ist V bestimmt, so ergibt sich aus der Gleichung (4) das Gewicht

(6) . . . . . $G = \frac{gi}{V^2} (M_1 - M_2)$.

Seien a die Höhe, b die Breite des rechteckigen Schwungring-Querschnittes, γ das spezifische Gewicht des Gusseisens, so ist

(7) . . . . . $2R\pi ab\gamma = G, ab = \frac{G}{2R\pi\gamma}$.

Gewöhnlich macht man $b = \frac{a}{2}$, wonach sich a und b ermitteln lassen. Das spezifische Gewicht γ des Gusseisens kann man gleich 7700 Kil. pr. Kubikmeter setzen.

Berechnung von $M_1 - M_2$. Um diese Berechnung durchzuführen, muss man die Periode, in welcher alle Geschwindigkeitsänderungen wiederkehren, in Abschnitte theilen, innerhalb welcher der allgemeine Ausdruck für M seine Form nicht ändert. Für jeden solchen Abschnitt ist dieser allgemeine Ausdruck entsprechend der Formel (2) zu entwickeln, indem man die produzirte und consumirte Wirkung $\mathfrak{E}$ und E, welche sich für eine Drehung um ω vom todten Punkte aus ergeben, dann die zugehörige lebendige Kraft L der schwingenden Massen bestimmt; sodann wird der Maximal- und Minimalwerth von M ermittelt. Hat man dies für alle Abschnitte der Periode durchgeführt, so wird der absolut grösste und kleinste Werth von M beibehalten und beziehungsweise für M_1 und M_2 in (4) eingesetzt.

Die produzirte Arbeit $\mathfrak{E}$ ist die Arbeit, welche der Dampf an den Kolben überträgt, und deren Ausdruck für die Volldruck- und Expansionsperiode verschieden ausfällt. Die consumirte Arbeit E ist diejenige, welche durch den Widerstand der Luft gegen den Gebläsekolben aufgezehrt wird, und wieder für die Periode, wo Verdichtung, und jene, wo Fortschiebung der Luft stattfindet, verschiedenen Ausdruck erhält. Hiezu kommt noch die Wirkung, welche durch die Spannung des abströmenden Dampfes und die Nebenhindernisse consumirt wird, abzüglich der vom Druck der angesaugten Luft auf den Gebläsekolben übertragenen Arbeit. Es wird gestattet sein, die genannte Wirkung dem vom Kolben zurückgelegten Weg proportional, daher den entsprechenden Widerstand selbst constant anzunehmen; die ganze consumirte Wirkung ist dann gleich der auf die Gebläseluft übertragenen mehr der von diesem constanten Widerstand aufgezehrten Arbeit.

Sind mehrere Kurbeln vorhanden, so ist der allgemeine Ausdruck für M die Summe aus den für die einzelnen Cylinder entsprechenden Werthen. Man nimmt für den Anfang der ganzen Periode eine der Kurbeln im todten Punkte an, wobei die sonstigen Kurbeln andere Stellungen besitzen, und rechnet $\mathfrak{E}$ und E bei der ersten Kurbel stets für die Drehung um ω vom todten Punkte, bei den anderen für die Drehung um ω aus ihrer sonstigen Anfangstellung. Da die Kurbeln verschieden gestellt sind, besitzen auch die Anfangsgeschwindigkeiten φ_0 der zugehörigen schwingenden Massen G_1 verschiedene Werthe; durch die bei Ermittelung des obigen Ausdruckes für $v_1^2 - v_2^2$ ausgeführte Sub-

traktion verschwinden aber stets die Grössen $\frac{G_1}{G}\varphi_0^2$, daher die Formel (3) unverändert giltig bleibt.

Es sollen nun M_1 und M_2 für verschiedene Fälle berechnet, früher jedoch die allgemeinen Ausdrücke für die produzirte und consumirte Wirkung, die lebendige Kraft der schwingenden Massen u. s. w. abgeleitet, dabei unter s der Hub des Gebläsekolbens verstanden und vorausgesetzt werden, dass der Hub des Dampfkolbens demselben gleich sei.

Produzirte Wirkung in der Volldruckperiode. Die Dampfkurbel OA, Fig. 171, drehe sich um den Winkel ω vom todten Punkte aus bis OK; der Hub sei s, daher die Kurbellänge $\frac{s}{2}$, so ist der Weg s_1 des Dampfkolbens annähernd

$$(8) \quad \ldots s_1 = AP = \frac{s}{2} - \frac{s}{2}\cos\omega = \frac{s}{2}(1 - \cos\omega),$$

und bezeichnet P den Druck des einströmenden Dampfes auf die ganze Kolbenfläche, so ist die produzirte Wirkung, welche dem Drehungswinkel ω der Kurbel vom todten Punkte aus oder dem Kolbenlauf s_1 in der Volldruckperiode entspricht,

$$(9) \quad \ldots \mathfrak{E} = Ps_1 = Ps\frac{1 - \cos\omega}{2}.$$

Produzirte Wirkung für die Expansionsperiode. Um die Wirkung zu finden, welche der Dampf auf den Kolben überträgt, während die Kurbel sich vom todten Punkte aus um einen Winkel ω bis in eine Stellung dreht, bei der schon Expansion stattfindet, kann man, indem man das Mariotte'sche Gesetz für die Expansion des Dampfes als gültig annimmt, die bekannte logarithmische Formel

$$\mathfrak{E} = Ps_e\left(1 + log\frac{s_1}{s_e}\right)$$

benützen, in welcher wieder P den vollen Dampfdruck auf die Kolbenfläche, s den ganzen und s_e den Kolbenlauf bedeutet, bei welchem Expansion beginnt. Ist nun x der Expansionsgrad, so hat man

$$(10) \quad \ldots \frac{s}{s_e} = x, \; s_e = \frac{s}{x},$$

und führt man diesen und den Werth (8) von s_1 oben ein, so ergibt sich als Ausdruck der produzirten Arbeit für die Expansionsperiode

$$(11) \quad \ldots \mathfrak{E} = \frac{Ps}{x}\left(1 + log\, x\frac{1 - \cos\omega}{2}\right).$$

Setzt man hierin $\omega = 180^0$, so ergibt sich die ganze pr. Kolbenschub produzirte Arbeit

$$(12) \quad \ldots \ldots \quad \mathfrak{E}_s = \frac{Ps}{x}(1 + log\, x) = A\, Ps,$$

worin der Kürze wegen

$$(13) \quad \ldots \ldots \quad A = \frac{1 + log\, x}{x}$$

gesetzt ist. Die in diesen Formeln erscheinenden Logarithmen sind natürliche.

Bezeichnet man den Drehungswinkel der Kurbel, bei welchem Expansion beginnt, mit ω_e, so ist analog zu (8), und mit Rücksicht auf (10)

$$s_e = \frac{s}{2}(1 - cos\, \omega_e) = \frac{s}{x}$$

$$1 - cos\, \omega_e = \frac{2}{x},$$

mithin ergibt sich der Winkel ω_e, bei welchem Expansion beginnt, aus

$$(14) \quad \ldots \ldots \quad cos\, \omega_e = 1 - \frac{2}{x}.$$

Gebläsearbeit für die Verdichtungsperiode. Um diese zu finden, seien s_1 der einem Drehungswinkel ω der Kurbel entsprechende Kolbenweg innerhalb der Verdichtungsperiode und p die Spannung, welche die Luft dabei erreicht hat, O die Kolbenfläche, so ist das Element der zur Verdichtung erforderlichen Arbeit e_1

$$de_1 = Op\, ds_1 = Op_s \frac{p}{p_s} ds_1.$$

Nach dem Poisson'schen Gesetze ist, wenn p_s die Spannung der angesaugten Luft bedeutet,

$$(15) \quad \ldots \ldots \quad \frac{p}{p_s} = \left(\frac{s}{s - s_1}\right)^x = \left(\frac{s - s_1}{s}\right)^{-x},$$

ferner kann man

$$ds_1 = -s\, d\left(\frac{s - s_1}{s}\right)$$

setzen, daher wird

$$de_1 = -Op_s s \left(\frac{s - s_1}{s}\right)^{-x} d\left(\frac{s - s_1}{s}\right)$$

$$e_1 = -\frac{Op_s s}{1 - x}\left(\frac{s - s_1}{s}\right)^{1-x} + Const.$$

$$e_1 = Bs\left(\frac{s}{s - s_1}\right)^{x-1} + Const.,$$

worin

$$(16) \quad \ldots\ldots\ldots \quad B = \frac{O p_a}{\varkappa - 1}$$

ist. Um die Constante zu bestimmen, hat man für $s_1 = 0$, $e_1 = 0$, daher

$$0 = B s + Const.$$

Zieht man diese Gleichung von der oben für e_1 gefundenen $a b$, so erhält man

$$e_1 = B s \left[\left(\frac{s}{s - s_1} \right)^{\varkappa - 1} - 1 \right].$$

Wegen (8) ist aber

$$s - s_1 = s - \frac{s}{2}(1 - cos\,\omega) = \frac{s}{2}(1 + cos\,\omega), \text{ daher}$$

$$(17) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{s}{s - s_1} = \frac{2}{1 + cos\,\omega}$$

$$(18) \quad \ldots\ldots \quad e_1 = B s \left[\left(\frac{2}{1 + cos\,\omega} \right)^{\varkappa - 1} - 1 \right].$$

Bezeichnet man mit s_v den Kolbenlauf, mit ω_v den Drehungswinkel der Kurbel, bei welchem die Verdichtung aufhört, und mit p_1 die volle Spannung der Gebläseluft, so hat man, wie unter (15) und (17),

$$\frac{p_1}{p_a} = \left(\frac{s}{s - s_v} \right)^{\varkappa} = \left(\frac{2}{1 + cos\,\omega_v} \right)^{\varkappa}$$

$$(19) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{2}{1 + cos\,\omega_v} = \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{1}{\varkappa}};$$

setzt man in (18) ω_v statt ω, oder den Werth (19), so erhält man offenbar die ganze Verdichtungsarbeit

$$(20) \quad \ldots\ldots\ldots \quad e_v = B s \left[\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right];$$

ferner ergibt sich aus (19) für den Drehungswinkel, bei welchem die Ausströmung beginnt,

$$(21) \quad \ldots\ldots\ldots \quad cos\,\omega_v = 2 \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{-\frac{1}{\varkappa}} - 1.$$

Gebläsearbeit für die Ausströmungsperiode. Diese Arbeit e_2 setzt sich zusammen aus der Verdichtungs- und dem bis zur betreffenden Kolbenstellung geleisteten Theile der Verschiebungsarbeit. Dieser Theil ist gleich

$$O p_1 (s_1 - s_c) = O p_a \frac{p_1}{p_a} (s_1 - s_v),$$

wobei s_1 wieder den Kolbenlauf, ω den Drehungswinkel der Kurbel bedeutet; mit Rücksicht auf (21) ist

$$s_1 - s_v = \frac{s}{2}(1 - \cos\omega) - \frac{s}{2}(1 - \cos\omega_v) = \frac{s}{2}(\cos\omega_v - \cos\omega) =$$

$$= s\left[\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}} - \frac{1+\cos\omega}{2}\right],$$

daher wird die genannte Arbeit gleich

$$Op_s s\left[\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - \frac{p_1}{ps}\frac{1+\cos\omega}{2}\right],$$

oder, da nach (16)

$$Op_s = B(\varkappa - 1)$$

ist, gleich

$$Bs\left[(\varkappa-1)\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - (\varkappa-1)\frac{p_1}{p_s}\frac{1+\cos\omega}{2}\right].$$

Rechnet man hiezu die ganze Verdichtungsarbeit e_v nach (20), so erhält man den gesuchten Werth

$$e_2 = Bs\left[\varkappa\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1 - (\varkappa-1)\frac{p_1}{p_s}\frac{1+\cos\omega}{2}\right].$$

Es wird mithin die dem Drehungswinkel ω entsprechende Gebläsearbeit für die Verschiebungsperiode

(22) . . . . $e_2 = Bs\left(C - D\frac{1+\cos\omega}{2}\right)$, worin

(23) . . . . $C = \varkappa\left(\frac{p_1}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1$, $D = (\varkappa-1)\frac{p_1}{p_s}$.

Aus (22) ergibt sich die ganze Verdichtungs- und Verschiebungsarbeit e_s pr. Kolbenschub, indem man $\omega = 180^0$ setzt,

(24) . . . . . $e_s = BCs$.

Arbeit des constanten Widerstandes. Nach der früher gegebenen Erklärung kann diese der Länge s_1 des vom Kolben zurückgelegten Weges proportional, und für den ganzen Kolbenschub gleich der Arbeit des Dampfes $\mathfrak{E}_s$ weniger der Summe e_s aus Verdichtungs- und Verschiebungsarbeit gesetzt werden. Für einen beliebigen Kolbenweg s_1 und zugehörigen Drehungswinkel ω ist mithin diese Arbeit, mit Rücksicht auf (8),

$$W = \frac{s_1}{s}(\mathfrak{E}_s - e_s) = \frac{1-\cos\omega}{2}(\mathfrak{E}_s - e_s),$$

und wenn man hierin die Werthe (12) und (24) einführt,

$$W = \frac{1-\cos\omega}{2}(APs - BCs),$$

es wird mithin die Arbeit, welche der constante Widerstand consumirt,

$$(25) \quad \ldots \quad W = s(AP - BC)\frac{1 - \cos\omega}{2}.$$

Diese Arbeit wird in der Regel negativ ausfallen, d. h. in eine produzirte Arbeit übergehen, da in derselben die sehr beträchtliche Wirkung des Druckes der angesaugten Luft auf die Fläche des Gebläsekolbens begriffen ist, welcher Druck im Verein mit dem des Dampfes den Widerstand der Gebläseluft und die Nebenhindernisse überwindet. Auf die folgende Rechnung hat dies jedoch keinen Einfluss.

Consumirte Wirkung für die Verdichtungsperiode. Nun erhält man die in der Verdichtungsperiode, während Drehung der Kurbel um einen beliebigen Winkel ω consumirte Wirkung E durch Addition von (18) und (25)

$$(26) \quad E = s\left[B\left(\frac{2}{1+\cos\omega}\right)^{\varkappa-1} - B - (BC - AP)\frac{1-\cos\omega}{2}\right].$$

Consumirte Wirkung für die Ausströmungsperiode. Diese Wirkung, für Drehung der Kurbel vom todten Punkte um ω bis zu einer Stellung gerechnet, wo bereits die Ausströmung begonnen hat, ergibt sich durch Addition von (22) und (25)

$$E = s\left[BC - BD\frac{1+\cos\omega}{2} + (AP - BC)\frac{1-\cos\omega}{2}\right]$$

$$(27) \quad \ldots \quad E = s\left[AP\frac{1-\cos\omega}{2} - B(D-C)\frac{1+\cos\omega}{2}\right].$$

Bei geringer Spannung der Gebläseluft nimmt die Verdichtungsperiode nur einen geringen Theil des Kolbenlaufes ein, man kann daher diese Periode vernachlässigen, d. h. annehmen, dass auf dem ganzen Kolbenlauf die Spannung p_1 der Bewegung des Gebläsekolbens entgegenwirke; es ergibt sich daher nur ein einziger, für den ganzen Kolbenlauf giltiger Ausdruck für die consumirte Wirkung, indem man in (27) $p_s = p_1$ setzt. Unter letzterer Annahme wird nach (23)

$$C = \varkappa - 1, \quad D = \varkappa - 1;$$

und wenn man diese Werthe in (27) einführt,

$$(28) \quad \ldots \quad E = AP\varepsilon\frac{1-\cos\omega}{2}.$$

Lebendige Kraft der schwingenden Massen. Um diese mit L bezeichnete Grösse zu finden, hat man nach (3)

$$L = G_1\frac{\varphi^2}{2g},$$

wobei G_1 das Gewicht und φ die Geschwindigkeit der schwingenden Massen bedeuten; es ist die Aufgabe, φ als Funktion des Drehungswinkels ω der Kurbel zu bestimmen. Die schwingenden Massen bewegen sich nahe parallel zur Richtung AO Fig. 171; ist daher $\mathfrak{v} = KL$ die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens, so findet man nach Zerlegung derselben in zwei auf einander senkrechte Componenten KM und KN

$$KM = \varphi = \mathfrak{v} \sin \omega,$$

da der Winkel $KLM = KOA = \omega$ ist.

Man sieht hieraus, dass φ besonders nur durch ω veränderlich wird, da die Drehung annähernd gleichförmig, daher $\mathfrak{v}$ nahe constant ist. Man darf daher für $\mathfrak{v}$ die mittlere Umdrehungsgeschwindigkeit der Kurbel setzen, welche, wenn c die mittlere Kolbengeschwindigkeit bezeichnet, bekanntlich gleich $\frac{\pi}{2} c$ ist; man hat mithin

$$\varphi = \frac{\pi}{2} c \sin \omega.$$

Es ergibt sich somit

(29) . . . . $L = \frac{G_1}{2g} \frac{\pi^2 c^2}{4} \sin \omega^2 = F \sin \omega^2$, worin

(30) . . . . . $F = \frac{G_1}{2g} \frac{\pi^2 c^2}{4} = \frac{1{\cdot}234}{g} G_1 c^2$

ist. In dem Werthe von G_1 sind die Gewichte derjenigen Massen, welche etwa einen kleineren als den Weg s beschreiben, gehörig zu reduziren.

Zu den schwingenden Massen gehört auch die der Schubstange. Diese hat keine geradlinige Bewegung, indem der am Kurbelzapfen befindliche Endpunkt derselben einen Kreisbogen beschreibt. Nach Weisbach wird diesem Umstande dadurch Rechnung getragen, dass man nur $^2/_3$ des Gewichtes der Schubstange unter G_1 einsetzt.

Mit Hilfe der bisher abgeleiteten Ausdrücke können nun ohne Schwierigkeit die Werthe von $M_1 - M_2$ für die einzelnen Gebläseanordnungen ermittelt werden. Den betreffenden Rechnungen ist ein Schema der Bezeichnungen aller dabei vorkommenden Grössen vorausgeschickt.

Bezeichnungen. Es bedeuten:

$\mathfrak{E}$ die produzirte Arbeit;

E die consumirte Arbeit;

G das Gewicht des Schwungringes;

G_1 das Gewicht der schwingenden Massen, welchem $^2/_3$ des Gewichtes der Schubstange zuzurechnen ist;

L die lebendige Kraft der schwingenden Massen;
O die Fläche des Gebläsekolbens;
P den absoluten Admissionsdruck des Dampfes auf die ganze Fläche des Dampfkolbens (bei Woolf'schen Maschinen auf die des grossen Kolbens);
R den Halbmesser des Schwungringes;
V die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes;
$a\,b$ die Querschnittsdimensionen des Schwungringes;
c die mittlere Geschwindigkeit des Gebläsekolbens;
$g = 9{\cdot}8088^{m}$ die Acceleration der Schwere;
i den Gleichförmigkeitsgrad;
n_1 die Zahl Umgänge des Schwungringes pr. Minute;
$p_o =$ nahe 10000 Kil. den Druck von 1 Atmosphäre auf 1 Quadratmeter;
p_1 den absoluten Druck der verdichteten Gebläseluft auf 1 Quadratmeter;
$\frac{p_1}{p_o}$ das Verhältniss der absoluten Pressung der Gebläseluft zur atmosphärischen Spannung;
s den Hub des Gebläsekolbens;
x den Expansionsgrad;
w den Drehungswinkel der Kurbel.

Führt man den Werth $x = 1{\cdot}41$ ein, so ergeben sich nach (13), (16), (23), (30) die Hilfsgrössen

$$A = \frac{1 + log\, x}{x}$$

$$B = 2{\cdot}44\, O p_o$$

$$C = 1{\cdot}41 \left(\frac{p_1}{p_o}\right)^{0{\cdot}29} - 1$$

$$D = 0{\cdot}41 \frac{p_1}{p_o}$$

$$F = \frac{1{\cdot}234}{g} G_1 c^2;$$

ferner ergibt sich der Drehungswinkel ω_e der Kurbel vom todten Punkte aus, bei welchem Expansion beginnt, aus

$$cos\, \omega_e = 1 - \frac{2}{x}$$

und der Winkel ω_v, bei welchem die Ausströmung der Luft beginnt, aus

$$cos\, \omega_v = 2 \left(\frac{p_o}{p_1}\right)^{0{\cdot}71} - 1.$$

Direktwirkendes Dampfgebläse mit Expansion, 1 Dampf- und 1 Gebläsecylinder und geringer Spannung der Luft. Eine der Kolbenstangen setzt mittelst Kurbel OK, Fig. 171, und Schubstange KS die Kurbelwelle O in Umdrehung. Bei einem solchen Gebläse kann man die Spannung der Gebläseluft constant gleich p_1 setzen, dagegen üben die schwingenden Massen merklichen Einfluss auf die Bewegung, da das Gewicht der Kolben, Stangen u. s. w. im Verhältniss zum Druck des Dampfes auf die Kolbenfläche bedeutend ist.

Die Periode, innerhalb welcher die Geschwindigkeitsänderungen sich wiederholen, ist der einfache Kolbenlauf. Jede solche Periode zerfällt in zwei Abschnitte; in dem ersten wirkt der Dampf mit Volldruck, in dem zweiten mit Expansion.

a) Für die Volldruckperiode ist, um nach (2) die Grösse

$$M = \mathfrak{E} - E - L$$

zu erhalten, $\mathfrak{E}$ nach (9), E nach (28) und L nach (29) einzuführen, es wird daher

$$(31) \quad \ldots \quad M = \frac{P_s}{2}(1 - A)(1 - \cos\omega) - F \sin\omega^2.$$

Um den Maximal- oder Minimalwerth von M zu finden, hat man den ersten Differentialquotienten von M nach ω gleich Null zu setzen, wodurch sich ergibt

$$\frac{P_s(1 - A)}{2} \sin\omega - 2F \sin\omega \cos\omega = 0.$$

Dieser Gleichung genügt erstlich der Werth $\sin\omega = 0$, mithin $\omega = 0$ und 180°; der letztere Werth ist nicht anwendbar, da die Betrachtung sich nur auf die Volldruckperiode bezieht; für $\omega = 0$ aber ergibt sich der erste eminente Werth für M

$$(32) \quad \ldots \quad M = 0.$$

Dividirt man ferner die durch Differentiation entstandene Gleichung mit $2F \sin\omega$, so erhält man

$$\frac{P_s(1 - A)}{4F} - \cos\omega = 0,$$

und wenn man den dieser Gleichung entsprechenden speziellen Werth mit ω_1 bezeichnet,

$$(33) \quad \ldots \quad \cos\omega_1 = \frac{P_s(1 - A)}{4F}.$$

Hieraus folgt

$$\frac{P_s}{2}(1 - A) = 2F \cos\omega_1,$$

und setzt man diesen Werth, sowie $\omega = \omega_1$ in (31), so erhält man

$$M = 2F \cos\omega_1 (1 - \cos\omega_1) - F(1 - \cos\omega_1^2) =$$
$$= F(2\cos\omega_1 - \cos\omega_1^2 - 1),$$

$$(34) \quad \ldots\ldots\ldots \quad M = -F(1 - \cos\omega_1)^2$$

als zweiten eminenten Werth, in welchem $\cos\omega_1$ durch (33) gegeben ist, welcher jedoch nur in Betrachtung kommt, wenn ω_1 kleiner ist als der Winkel ω_e, bei dem Expansion beginnt, wenn mithin

$$\cos\omega_1 > \cos\omega_e$$

oder wegen (14), wenn

$$(35) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \cos\omega_1 > 1 - \frac{2}{x}$$

ist. Ergibt sich $\cos\omega_1 > 1$, so ist der Werth (34) ebenfalls unbrauchbar. Hat man also $\cos\omega_1$ nach (33) berechnet, so ermittelt man zuerst, ob dessen Werth der Beziehung (35) entspricht, da nur dann der Ausdruk (34) für M anwendbar ist.

b) Für die Expansionsperiode ist $\mathfrak{E}$ nach (11), E und L wie früher nach (28) und (29) zu bestimmen, daher wird

$$(36) \quad M = \frac{Ps}{x}\left(1 + \log x \frac{1 - \cos\omega}{2} - Ax\frac{1 - \cos\omega}{2}\right) - F\sin\omega^2.$$

Die Differentiation nach ω ergibt

$$\frac{Ps}{x}\frac{\sin\omega}{1 - \cos\omega} - \frac{PsA}{2}\sin\omega - 2F\sin\omega\cos\omega = 0.$$

Dieser Gleichung entspricht wieder $\sin\omega = 0$, von den beiden Werthen von ω jedoch nur $\omega = 180^0$, weil für $\omega = 0$ das erste Glied gleich $\frac{0}{0}$ wird, auch kommt der Werth $\omega = 0$ in der Expansionsperiode nicht vor. Für $\omega = 180^0$ aber wird

$$M = \frac{Ps}{x}(1 + \log x - Ax)$$

und mit Rücksicht auf den Werth (13) von A

$$M = 0,$$

welcher Werth bereits früher für die Anfangsstellung der Kurbel im todten Punkte gefunden wurde, und sich daher auch hier für deren Endstellung ergeben musste.

Multiplizirt man ferner die durch Differentiation entstandene Gleichung mit $\frac{1 - \cos\omega}{\sin\omega}$, so erhält man

$$(37) \quad \ldots \quad \frac{P_s}{x} - P_s A \frac{1-\cos\omega}{2} = 2F(\cos\omega - \cos\omega^2),$$

$$\frac{P_s}{x}\left(1 - Ax\frac{1-\cos\omega}{2}\right) = 2F(\cos\omega - \cos\omega^2),$$

eine quadratische Gleichung, welcher zwei später zu bestimmende Werthe von ω entsprechen. Lässt man diese vorläufig noch unbestimmt und führt (37) in (36) ein, so erhält man den allgemeinen Ausdruck für die zwei entsprechenden Werthe von M

$$M = \frac{P_s}{x}\log x\frac{1-\cos\omega}{2} + 2F(\cos\omega - \cos\omega^2) - P_s \sin\omega^2$$

$$(38) \quad \ldots \quad M = \frac{P_s}{x}\log x\frac{1-\cos\omega}{2} - F(1-\cos\omega)^2.$$

Um nun die zwei Werthe von $\cos\omega$ zu bestimmen, folgt aus (37), indem man diese Gleichung durch $2F$ dividirt, und der Kürze wegen

$$(39) \quad \ldots \quad \frac{P_s}{2Fx} = \frac{m}{4}, \quad \frac{P_s A}{4F} = n \text{ setzt,}$$

$$\frac{m}{4} - n(1-\cos\omega) = \cos\omega - \cos\omega^2$$

$$\cos\omega^2 + (n-1)\cos\omega + \frac{m}{4} - n = 0$$

$$\cos\omega = \frac{1-n}{2} \pm \sqrt{\frac{(1-n)^2}{4} - \frac{m}{4} + n} = \frac{1}{2}\left[1 - n \pm \sqrt{(1+n)^2 - m}\right],$$

und wenn man hierin die Werthe (39) wieder einführt, und die zwei sich ergebenden Winkel mit ω_2 und ω_3 bezeichnet,

$$(40) \quad \begin{matrix}\cos\omega_2 \\ \cos\omega_3\end{matrix} = \frac{1}{2}\left[1 - \frac{P_s}{F}\frac{A}{4} \pm \sqrt{\left(1 + \frac{P_s}{F}\frac{A}{4}\right)^2 - \frac{P_s}{F}\frac{2}{x}}\right],$$

wobei das Zeichen + für $\cos\omega_2$ und — für ω_3 gültig sein soll. Setzt man diese Werthe in (38), so ergeben sich die zwei entsprechenden von M, welche jedoch nur dann verwendbar sind, wenn ω_2 und ω_3 grösser sind als der Winkel ω_e, bei welchem Expansion beginnt, oder wenn deren Cosinuse kleiner als $\cos\omega_e$ sind. Es muss also wegen (14)

$$(41) \quad \ldots \quad \cos\omega_2 < 1 - \frac{2}{x}, \quad \cos\omega_3 < 1 - \frac{2}{x}$$

sein, wenn die entsprechenden Werthe von M brauchbar sein sollen. Selbstverständlich kommen auch Werthe von $\cos\omega_2$ oder $\cos\omega_3$, die nicht zwischen den Grenzen — 1 und + 1 liegen, ausser Betracht.

Schliesslich ergibt sich folgender Gang der Rechnung, bei welcher die Grössen die auf S. 147 angegebene Bedeutung besitzen: Man berechnet zuerst A und F nach S. 148, dann nach (33) und (40)

$$\cos \omega_1 = \frac{P_3}{F} \frac{1 - A}{A}$$

$$\left.\begin{matrix} \cos \omega_2 \\ \cos \omega_3 \end{matrix}\right\} = \frac{1}{2}\left[1 - \frac{P_3}{F}\frac{A}{4} \pm \sqrt{\left(1 + \frac{P_3}{F}\frac{A}{4}\right)^2 - \frac{P_3}{F}\frac{2}{x}}\right],$$

wobei das Zeichen + für $\cos \omega_2$ und — für $\cos \omega_3$ gilt. Sonach erhält man für M folgende Werthe:

1) $M = 0$,

ferner, wenn nach (35) $\cos \omega_1 > 1 - \frac{2}{x}$ ist, nach (34)

2) $M = - F(1 - \cos \omega_1)^2$,

wenn nach (41) $\cos \omega_2 < 1 - \frac{2}{x}$ ist, nach (38)

3) $M = \frac{P_3}{x} \log \frac{x(1 - \cos \omega_2)}{2} - F(1 - \cos \omega_2)^2$

und wenn nach (41) $\cos \omega_3 < 1 - \frac{2}{x}$ ist, nach (38)

4) $M = \frac{P_3}{x} \log \frac{x(1 - \cos \omega_3)}{2} - F(1 - \cos \omega_3)^2$.

In diesen Ausdrücken hat man, wenn Brigg'sche Logarithmen eingesetzt werden, diese mit 2·3026 zu multipliziren. Ergeben sich die Cosinuse der Winkel ω_1 ω_2 ω_3 grösser als + 1 oder kleiner als — 1, so sind die entsprechenden Werthe von M unbrauchbar.

Von den erhaltenen Werthen von M setzt man in Formel (6) den grössten für M_1, den kleinsten für M_2 und bestimmt dann, wie früher angegeben, die Dimensionen des Schwungringes, wobei man den Gleichförmigkeitsgrad $i = 12$ bis 15 setzen kann, je nachdem die Spannung der Gebläseluft kleiner oder grösser ist, um dadurch den vernachlässigten Einfluss der Verdichtungsperiode auszugleichen.

Beispiel. 1) Es sei bei einem Gebläse mit kleiner Spannung von 5 bis 6 Cent. Quecksilber der Expansionsgrad $x = 2{\cdot}5$, das Gewicht $G_1 = 1800$ Kil. (bei $1{\cdot}5^m$ Kolbendurchmesser), $c = 0{\cdot}8^m$, der absolute Druck des einströmenden Dampfes auf die ganze Kolbenfläche $P = 8000$ Kil., $s = 1{\cdot}5^m$, so ergeben sich die Grössen

$$A = 0{\cdot}7665, \quad F = 144{\cdot}9$$

$\cos \omega_1 = 4{\cdot}836$, $\cos \omega_2 = - 0{\cdot}047$, $\cos \omega_3 = - 14{\cdot}82$, die Werthe $\cos \omega_1$ und $\cos \omega_3$ sind mithin unbrauchbar, und es ergeben sich für M nach 1) und, da die Bedingung (41) erfüllt ist, nach 3) die Werthe

$$M = 0 \text{ und } M = 1133.$$

Man hat mithin in (6) $M_1 = 1133$ und $M_2 = 0$ zu setzen. Da die Kolbengeschwindigkeit $c = 0{\cdot}8^m$ und der Hub $s = 1{\cdot}5^m$ ist, so folgt die Zahl doppelter Kolbenläufe oder Wellenumgänge pr. Minute

$$n_1 = \frac{60 \,.\, 0{\cdot}8}{2 \,.\, 1{\cdot}5} = 16.$$

Wählt man den Halbmesser R des Schwungringes gleich 3^m, so wird nach (5)

dessen Umfangsgeschwindigkeit $V = 5{\cdot}027^m$, und nun ergibt sich aus (6) das Gewicht des Schwungringes, wenn man $i = 12$ nimmt,

$$G = \frac{12 \,.\, 9{\cdot}809}{5{\cdot}027^2}\, 1133 = 5267 \text{ Kil.},$$

dann der Querschnitt des Schwungringes nach (7)

$$ab = \frac{5267}{2.\,3.\,\pi.\,7700} = 0{\cdot}0363 \text{ Quadratmeter.}$$

Nimmt man den Querschnitt des Schwungringes rechteckig und dessen Höhe a gleich der doppelten Breite b, so wird

$$2b^2 = 0{\cdot}0363,\ b = 0{\cdot}135^m,\ a = 0{\cdot}270^m.$$

Da der Cosinus des Winkels ω_2, bei welchem die Geschwindigkeit des Schwungringes am grössten wird, wenig kleiner als Null ist, so ist ω_2 nur wenig grösser als 90^0, die grösste Umfangsgeschwindigkeit tritt kurz nach Erreichung der vertikalen Stellung der Kurbel, die kleinste bei den todten Kurbelstellungen ein.

2) Die Spannung der Gebläseluft sei dreimal so gross als im vorigen Falle, gleich 0·15 bis 0·18 Cent. Quecksilber, der Dampfdruck auf den Kolben $P =$ 18000 Kil., die sonstigen Grössen sollen ungeändert sein; nur das Gewicht der schwingenden Massen wird grösser als früher, jedoch in bedeutend geringerem Verhältnisse als der Druck der Gebläseluft; es sei $G_1 = 3000$ statt wie früher gleich 1800 Kil. Erlaubt man sich noch die Verdichtungsperiode, welche weniger als $^1/_4$ des Kolbenschubes umfasst, zu vernachlässigen, so können die gegebenen Formeln benützt werden, und es ergibt sich

$$A = 0{\cdot}7665,\ F = 241{\cdot}6$$

$$\cos\omega_1 = 6{\cdot}53,\ \cos\omega_2 = -0{\cdot}046,\ \cos\omega_3 = -40{\cdot}73,$$

daher ω_1 und ω_3 wieder unbrauchbar sind; es wird nun

$$M = 0 \text{ und } M = 2630,$$

der erstere Werth ist für M_2, der letztere für M_1 in (6) einzuführen Nimmt man $R = 3{\cdot}5^m$, so wird, da n wie früher gleich 16 ist, nach (5)

$$V = 5{\cdot}865^m,$$

dann nach (6) und (7), wenn man wegen der höheren Spannung $i = 15$ setzt,

$$G = \frac{9\,809 \,.\, 15}{5{\cdot}865^2}\, 2630 = 11240 \text{ Kil.}$$

$$ab = 0{\cdot}0665$$

und für $a = 2b$ wird $b = 0{\cdot}18$ und $a = 0{\cdot}36$.

Dieselbe Anordnung, Berechnung ohne Rücksicht auf die schwingenden Massen. Diese Berechnung unterscheidet sich von der vorigen dadurch, dass das Gewicht G_1 der schwingenden Massen, daher der Faktor F gleich Null wird. Für die Volldruckperiode erhält man daher statt (31) die Gleichung

$$(42) \ldots\ldots M = \frac{P_3}{2}\,(1 - A)\,(1 - \cos\omega),$$

worin A den durch (13) gegebenen Werth besitzt. Aus dieser Gleichung folgt, dass M in der Volldruckperiode continuirlich wächst; für $\omega = 0$ wird $M = 0$.

Für die Expansionsperiode ergibt sich statt (36), indem man $F = 0$ setzt,

$$(43) \quad . \quad M = \frac{P_2}{x}\left(1 + log\ x\ \frac{1 - cos\ \omega}{2}\right) - P_2 A \frac{1 - cos\ \omega}{2}.$$

Setzt man den ersten Differentialquotienten nach ω gleich Null, so wird

$$\frac{P_2}{x}\ \frac{sin\ \omega}{1 - cos\ \omega} - \frac{P_2 A}{2} sin\ \omega = 0;$$

hieraus folgt erstlich $sin\ \omega = 0$, und von den entsprechenden zwei Werthen $\omega = 0$ und $\omega = 180^0$ ist der erstere nicht brauchbar, der letztere führt, wenn man $cos\ \omega = -1$ und den Werth (13) von A in (43) einsetzt, wie früher auf $M = 0$; dividirt man obige Gleichung durch $sin\ \omega$, so ergibt sich weiter

$$\frac{1}{1 - cos\ \omega} - \frac{Ax}{2} = 0$$

$$(44) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1 - cos\ \omega = \frac{2}{Ax},$$

und wenn man diesen Werth in (43) einsetzt,

$$(45) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad M = \frac{P_2}{x}\ log\ \frac{1}{A}.$$

Dieser Ausdruck ist nun in (6) statt M_1 einzuführen und $M_2 = 0$ zu setzen. Dadurch erhält man, indem man auch den Werth (13) von A substituirt,

$$(46) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad G = \frac{g\,i}{V^2}\ \frac{P_2}{x}\ log\ \frac{x}{1 + log\ x}.$$

Der Winkel ω_2, bei welchem M, daher die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes zum Maximum wird, ergibt sich aus (44), indem man den Werth von A einführt,

$$(47) \quad . \quad . \quad . \quad cos\ \omega_2 = 1 - \frac{2}{x}\ \frac{x}{1 + log\ x} = 1 - \frac{2}{1 + log\ x}.$$

In den Ausdrücken (46) und (47) sind wieder, wenn man Brigg'sche Logarithmen anwendet, diese mit 2·3026 zu multipliziren. Der Gleichförmigkeitsgrad i mag wieder gleich 12 bis 15 gesetzt werden.

Es lässt sich durch Rechnung nachweisen, dass ω_2 stets grösser ist als der Winkel ω_c, bei welchem Expansion beginnt, daher die Werthe (46) und (47) stets brauchbar sind. Deutlicher als durch Rechnung wird dies, sowie die ganze Aenderung der Werthe von M, wenn man ein Diagramm, Fig. 175, verzeichnet, in welchem die Abcissen $O\ P$ dem Kolbenlauf $\frac{s}{2}(1 - cos\ \omega)$, die Ordinaten PR dem wirksamen Dampfdruck und die Ordinaten PQ dem Gesammtwiderstande proportional aufgetragen werden. Verbindet man die Endpunkte sämmtlicher Ordinaten, so ergibt sich für den

wirksamen Druck eine Linie ABC, welche aus einer zur Abscissenaxe parallelen Geraden AB und einer Curve BC zusammengesetzt ist; erstere entspricht der Volldruck-, letztere der Expansionsperiode. Für den Widerstand dagegen erhält man, da auf die Veränderlichkeit der Luftspannung keine Rücksicht genommen wurde, eine zur Abscissenaxe parallele Gerade EF. Die bei einer Kolbenstellung P, nach Zurücklegung des Kolbenweges OP produzirte Wirkung $\mathfrak{E}$ ist proportional der Fläche $AOPR$, die consumirte Wirkung E der Fläche $EOPQ$, und die Differenz $AEQR$ zwischen beiden repräsentirt die Grösse $M = \mathfrak{E} - E$. Die letztere wächst continuirlich bis zur Kolbenstellung P_1, wo Druck und Widerstand einander gleich werden; dieser Maximalwerth von M erscheint dargestellt durch die schraffirte Fläche $ABDE$. Von da ab werden die Ordinaten der Druckcurve kleiner als die der Widerstandslinie, die Zunahme von M, welche wieder der zwischen beiden Linien gelegenen Fläche proportional ist, wird daher negativ, d. h. M nimmt bei der Bewegung des Kolbens über die Stellung P_1 hinaus ab. So z. B. ist bei der Stellung P_2 die Grösse M gleich der Fläche $ABDE$ weniger DNT. Zu Ende des Kolbenlaufes wird M gleich $ABDE$ weniger DCF, und da im Beharrungszustande in diesem Momente produzirte und consumirte Wirkung gleich sind oder $M = 0$ ist, muss $ABDE$ gleich DCF sein. Man sieht nun aus dem Diagramm, dass $OP_1 > OP_3$ ist, dass also der Maximalwerth von M nach Beginn der Expansion erreicht wird.

Beispiele. Für das erste der am Schlusse der vorigen Berechnungsart gegebenen Beispiele ergibt sich, da $g = 9{\cdot}809$, $i = 12$, $R = 3^m$, $V = 5{\cdot}027^m$, $P = 8000$ Kil., $s = 1{\cdot}5^m$, $x = 2{\cdot}5$ ist,

$$G = 5940 \text{ Kil.},$$

und der Winkel, bei welchem die grösste Umfangsgeschwindigkeit eintritt,

$$\cos \omega_2 = -0{\cdot}044,$$

während früher $G = 5330$ Kil. und $\cos \omega_2 = -0{\cdot}05$ gefunden wurde.

Würde man den Werth 5940 beibehalten, so ergäbe sich der Gleichförmigkeitsgrad gleich

$$\frac{5940}{5330} 12 = 13{\cdot}4$$

statt wie angenommen gleich 12.

Im zweiten Beispiele war $P = 18000$ statt 8000 und $V = 5{\cdot}865$ statt $5{\cdot}027^m$ bei $R = 3{\cdot}5$ statt 3^m Schwungring-Halbmesser $i = 15$ statt 12, es wird daher

$$G = \frac{15}{12} \frac{18000}{8000} \left(\frac{5{\cdot}027}{5{\cdot}865}\right)^2 5940 = 12270 \text{ Kil.}$$

statt wie bei der genauen Berechnung gleich 11200 Kil.; behält man den Näherungswerth bei, so wird der Gleichförmigkeitsgrad

$$\frac{12270}{11200} 15 = 16{\cdot}4$$

statt des angenommenen Werthes 15. Die Näherung ist daher hier eine grössere als früher, da das Gewicht der schwingenden Massen im Verhältniss zum Gebläseeffekt kleiner ist.

Direktwirkendes Gebläse von der vorigen Anordnung, mit hoher Spannung der Luft. Die vorigen Beispiele haben gezeigt, dass bei grösserer Spannung der Einfluss der schwingenden Massen so weit abnimmt, dass derselbe vernachlässigt, daher $L = 0$ und nach (2)

$$M = \mathfrak{E} - E$$

gesetzt werden kann. Dagegen darf der Widerstand am Gebläsekolben nicht mehr als constant angesehen werden. Der schädliche Raum soll, obschon er hier von merklicherem Einflusse ist, unbeachtet bleiben, um keine allzu complicirte Rechnung zu erhalten. Die letztere ist auch für Schiebergebläse gültig, vorausgesetzt, dass der Schieber die Kanäle rechtzeitig öffnet.

Die Bestimmung von M ist eine verschiedene, je nachdem die Expansion des Dampfes früher beginnt als die Ausströmung der Luft oder umgekehrt, d. h. je nachdem

$$\omega_e < \omega_r, \cos \omega_e > \cos \omega_r$$

ist oder umgekehrt.

1) Für $\cos \omega_e > \cos \omega_r$, wenn also die Expansion vor der Ausströmung beginnt, erhält das Diagramm (vergl. S. 154), in welchem die Abscissen die Kolbenläufe, die Ordinaten den Druck, beziehungsweise Widerstand darstellen, die Form Fig. 176; ABC ist die Druck- und EGF die Widerstandscurve. Der Durchschnittspunkt D entspricht der Kolbenstellung P_1, bei welcher M seinen Maximalwerth $ABDE$ erreicht, und es muss wieder $ABDE = CDGF$ sein. Der Kolbenlauf zerfällt in drei Perioden OP, PP_2 und P_2P_3; in der ersten findet Volldruck und Verdichtung, in der zweiten Expansion und Verdichtung, in der dritten Expansion und Ausströmung statt. Der Durchschnittspunkt D kann ausser nach Fig. 176 in die mittlere, auch nach Fig. 177 und 178 in die erste oder letzte Periode fallen, indem nur die schraffirten Flächen einander stets gleich sein müssen. Daher sind alle drei Perioden zu untersuchen, doch ist klar, dass die Druck- und Widerstandslinie sich nur in einem Punkte schneiden können, daher M nur einen Maximalwerth besitzt; der zu Anfang und Ende des Kolbenschubes eintretende Minimalwerth ist $M = 0$.

a) Für die erste Periode, wo Volldruck und Verdichtung stattfindet, ist $\mathfrak{E}$ nach (9), E nach (26) zu bestimmen, und es wird

$$M = s\left[P\frac{1-\cos\omega}{2} - B\left(\frac{2}{1+\cos\omega}\right)^{\varkappa-1} + B - (AP-BC)\frac{1-\cos\omega}{2}\right]$$

$$(48)\quad M = s\left[(P-AP+BC)\frac{1-\cos\omega}{2} - B\left(\frac{1+\cos\omega}{2}\right)^{1-\varkappa} + B\right].$$

Durch Differenzirung folgt

$$(P - AP + BC)\frac{\sin\omega}{2} - \frac{(\varkappa-1)B}{2}\left(\frac{1+\cos\omega}{2}\right)^{-\varkappa}\sin\omega = 0.$$

Dieser Gleichung genügt $\sin\omega = 0$, daher $\omega = 0$ und $\omega = 180^0$; blos der erste Werth ist brauchbar und führt, wie schon aus dem Diagramm geschlossen, auf

$$M = 0.$$

Dividirt man die obige Gleichung mit $\frac{\sin\omega}{2}$, so folgt

$$(49) \quad \ldots \quad P - AP + BC = (\varkappa - 1)B\left(\frac{1+\cos\omega}{2}\right)^{-\varkappa},$$

und wenn man den speziellen dieser Beziehung entsprechenden Werth von ω mit ω_1 bezeichnet,

$$(50) \quad \ldots \quad \cos\omega_1 = 2\left[\frac{B(\varkappa-1)}{P - AP + BC}\right]^{\frac{1}{\varkappa}} - 1.$$

Um den zugehörigen Ausdruck für M zu finden, erhält man aus (49), indem man ω_1 statt ω setzt,

$$(P - AP + BC)\frac{1-\cos\omega_1}{2} = (\varkappa-1)B\frac{1-\cos\omega_1}{2}\left(\frac{1+\cos\omega_1}{2}\right)^{-\varkappa},$$

und indem man diesen Werth in (48) substituirt und den gemeinschaftlichen Faktor heraushebt

$$M = sB\left\{\left(\frac{1+\cos\omega_1}{2}\right)^{-\varkappa}\left[(\varkappa-1)\frac{1-\cos\omega_1}{2} - \frac{1+\cos\omega_1}{2}\right] + 1\right\}$$

$$M = sB\left[\left(\frac{1+\cos\omega_1}{2}\right)^{-\varkappa}\frac{\varkappa - \varkappa\cos\omega_1 - 2}{2} + 1\right]$$

$$(51) \quad \ldots \quad M = sB\left[1 - \frac{2^{\varkappa-1}(2 + \varkappa\cos\omega_1 - \varkappa)}{(1+\cos\omega_1)^{\varkappa}}\right],$$

welcher Werth nur giltig ist, wenn ω_1 kleiner ist als der Winkel ω_e, bei welchem die Expansion beginnt, wenn also wegen (14)

$$(52) \quad \ldots \quad \cos\omega_1 > 1 - \frac{2}{\varkappa} \text{ ist.}$$

b) Für die zweite Periode, wo Expansion und Verdichtung stattfindet, und welche sich daher auf Werthe von ω erstreckt, die zwischen ω_r und ω_v gelegen sind, ist $\mathfrak{E}$ nach (11), E wie früher nach (26) zu bestimmen, und es wird

$$M = \frac{Ps}{x}\left(1 + \log x\,\frac{1-\cos\omega}{2}\right) - s\left[B\left(\frac{2}{1+\cos\omega}\right)^{\varkappa-1} - B - \right.$$

$$\left. - (BC - AP)\frac{1-\cos\omega}{2}\right]$$

$$M = Bs\left[\frac{P}{Bx}\left(1 + log\, x\,\frac{1-cos\,\omega}{2}\right) + \left(C - \frac{AP}{B}\right)\frac{1-cos\,\omega}{2} + \right.$$
$$\left. + 1 - \left(\frac{2}{1+cos\,\omega}\right)^{x-1}\right].$$

Da die Bestimmung des Maximalwerthes von M auf eine transzendente Gleichung führt, so ermittle man durch probeweise Einsetzung verschiedener Werthe von ω, welche zwischen ω_e und ω_r gelegen sind, den genannten Maximalwerth. Diese Bestimmung wird erleichtert, indem man

$$\frac{1-cos\,\omega}{2} = m,\ \left(\frac{2}{1+cos\,\omega}\right)^{x-1} - 1 = n,\ 1 + log\,\frac{1-cos\,\omega}{2} = q$$

setzt, wodurch sich ergibt

(53) . . $$M = Bs\left[\frac{P}{Bx}(log\, x + q) + \left(C - \frac{AP}{B}\right)m - n\right],$$

in welchem Ausdruck die Grössen q, m und n aus einer später bei Ermittlung des Schwungradgewichtes für zweicylindrige Gebläse gegebenen Tabelle zu entnehmen sind.

c) Für die dritte Periode, wo Expansion und Ausströmung stattfindet, daher ω grösser als ω_v ist, hat man $\mathfrak{E}$ wie früher nach (11), E nach (27) zu bestimmen; man erhält daher

(54) . . $$M = s\left[\frac{P}{x}\left(1 + log\, x\,\frac{1-cos\,\omega}{2}\right) - AP\,\frac{1-cos\,\omega}{2} + \right.$$
$$\left. + B(D-C)\,\frac{1+cos\,\omega}{2}\right].$$

Durch Differenzirung ergibt sich

$$\frac{P}{x}\,\frac{sin\,\omega}{1-cos\,\omega} - AP\,\frac{sin\,\omega}{2} - B(D-C)\,\frac{sin\,\omega}{2} = 0.$$

Von den zwei für $sin\,\omega = 0$ entsprechenden Werthen ist nur $\omega = 180^0$ brauchbar und führt, wenn man denselben, sowie den Werth (13) von A in (54) einsetzt, auf $M = 0$; multiplizirt man ferner die letzte Gleichung mit $\frac{1-cos\,\omega}{sin\,\omega}$, und setzt sodann ω_2 statt ω, so wird

(55) . . . $$\frac{P}{x} - AP\,\frac{1-cos\,\omega_2}{2} = B(D-C)\,\frac{1-cos\,\omega_2}{2};$$

durch Einführung dieses Werthes und von $\omega = \omega_2$ in (54) ergibt sich

(56) . . . $$M = s\left[\frac{P}{x}\,log\, x\,\frac{1-cos\,\omega_2}{2} + B\,(D-C)\right],$$

und aus (55) erhält man

(57) . . . . $$cos\,\omega_2 = 1 - \frac{2P}{x[AP + B(D-C)]}.$$

Der Werth (56) von M ist nur brauchbar, wenn sich der aus (57) erhaltene Werth

(58) . . . . . $\cos \omega_2 < \cos' \omega_r$

ergibt, wobei $\cos \omega_r$ nach (21) zu bestimmen ist.

2) Für $\cos \omega < \cos \omega_r$, wenn also die Expansion später als die Ausströmung beginnt, hat man nach dem Diagramm Fig. 179 während des Kolbenschubes OP_2 Volldruck und Verdichtung, während P_2P Volldruck und Ausströmung, während PP_3 Expansion und Ausströmung; da die Verdichtung früher (in P_2) endet, als die Expansion (in P) beginnt, so können die Verdichtungs- und Expansionscurve EG und BC nie zum Durchschnitt gelangen, der Durchschnittspunkt D fällt daher stets entweder in die erste oder in die dritte Periode. Dem ersteren Fall entspricht Fig. 179 und dem letzteren Fig. 180.

Mithin kommt hier die mittlere Periode ausser Betracht; dies zeigt auch die Rechnung, indem für diese Periode in $M = \mathfrak{E} - E$ die Grösse $\mathfrak{E}$ nach (9), E nach (27) einzuführen kommt, wodurch man erhält

$$(59)\quad M = s\left[P\frac{1-\cos\omega}{2} - AP\frac{1-\cos\omega}{2} + B(D-C)\frac{1+\cos\omega}{2}\right];$$

dieser Ausdruck enthält $\cos \omega$ nur in der ersten Potenz, daher M bei zunehmendem ω nur wachsen oder abnehmen kann, und innerhalb der Periode kein Maximum erreicht.

Für die erste und letzte Periode aber sind die gleichen Ausdrücke wie früher anzuwenden.

Im Folgenden ist der Gang der Rechnung zusammengestellt, bei welcher die Grössen die auf S. 147 angegebene Bedeutung besitzen. Man bestimmt zuerst nach S. 148 die Grössen A, B, C, D, $\cos \omega_e$ und $\cos \omega_c$; hierauf nach (50) und (57)

$$\cos \omega_1 = 2\left[\frac{0{\cdot}41\,B}{P(1-A)+BC}\right]^{0{\cdot}71} - 1,$$

$$\cos \omega_2 = 1 - \frac{2P}{x[AP+B(D-C)]}.$$

a) Ist $\cos \omega_e > \cos \omega_r$, so ist von diesen Werthen der erste nur brauchbar, wenn derselbe grösser als $\cos \omega_e$, und der zweite nur dann, wenn derselbe kleiner als $\cos \omega_r$ ist, und man erhält für M die Werthe

1) $M = 0$ und nach (51) und (56)

2) $M = sB\left[1 - \frac{1{\cdot}87\,(0{\cdot}42 + \cos\omega_1)}{(1+\cos\omega_1)^{1{\cdot}41}}\right]$

3) $M = s\left[\frac{P}{x}\log x\frac{1-\cos\omega_2}{2} + B(D-C)\right]$.

Wenn $\cos\omega_1$ und $\cos\omega_2$ unbrauchbar sind, so ermittelt man nach (53) durch probeweise Einsetzung von Werthen ω, die zwischen ω_e und ω_v gelegen sind, den grössten Werth von

$$4)\quad M = Bs\left[\frac{P}{Bx}(\log x + q) + \left(C - \frac{AP}{B}\right)m - n\right],$$

wobei q, m und n für gegebene Werthe von ω aus der unten bei 2cylindrigen Gebläsen gegebenen Tabelle zu entnehmen sind.

b) Ist dagegen $\cos\omega_e < \cos\omega_v$, so sind nur Werthe von $\cos\omega_1$ und $\cos\omega_2$ brauchbar, welche den Bedingungen

$$\cos\omega_1 > \cos\omega_v \text{ und } \cos\omega_2 < \cos\omega_e$$

entsprechen, und es ergeben sich die obigen Werthe 1) und 2) oder 3) für M. Die Logarithmen sind wieder natürliche.

Selbstverständlich ist die angegebene Berechnungsart auch für Gebläse mit geringerer Spannung verwendbar. Den Gleichförmigkeitsgrad i nehme man gleich 12 bis 15, wegen der schwingenden Massen um so höher, je kleiner die Spannung der Luft ist.

Beispiel. 1) Um den Einfluss der veränderlichen Spannung der Luft zu erkennen, soll das zweite der für den vorigen Fall, also ohne Rücksicht auf die Veränderlichkeit der Spannung durchgeführte Beispiel auf die zuletzt angegebene Art berechnet werden. Es war dort $x = 2{\cdot}5$, $P = 18000$ Kil., der Durchmesser des Gebläsekolbens gleich $1{\cdot}5^m$, $s = 1{\cdot}5^m$, daher dessen Fläche $O = 1{\cdot}707$ Quadratmeter; p_e ist gleich 10000 Kil. pr. Quadratmeter; ferner war die Manometerhöhe gleich $0{\cdot}18^m$ Quecksilber, daher, da einer Atmosphäre $0{\cdot}76^m$ entsprechen, der Ueberdruck der Luft

$$\frac{0{\cdot}18}{0{\cdot}76} = 0{\cdot}237 \text{ Atmosphären},$$

und die absolute Spannung derselben

$$p_1 = 10000 + 2370 = 12370$$

oder rund $p_1 = 12400$ Kil. pr. Quadratmeter.

Es ergibt sich nun

$$A = 0{\cdot}7665,\ B = 41650,\ C = 0{\cdot}500,\ D = 0{\cdot}508$$
$$\cos\omega_e = 0{\cdot}2,\ \cos\omega_v = 0{\cdot}717;$$

mithin ist $\cos\omega_0 < \cos\omega_v$, $\omega_0 > \omega_v$, die Ausströmung beginnt früher als die Expansion, der Werth ω_2 und der entsprechende 3) von M fallen weg, dagegen ergibt sich

$$\cos\omega_1 = 0{\cdot}524,\ \cos\omega_2 = -0{\cdot}022.$$

Da $\cos\omega_1 < \cos\omega_v$, ist $\cos\omega_1$ nicht brauchbar, es ergeben sich daher für M nach 1) und 3) die zwei Werthe

$$M = 0 \text{ und } M = 3080.$$

Mithin ist der Minimalwerth $M_2 = 0$ und der Maximalwerth $M_1 = 3080$, und man erhält aus (6), da $g = 9{\cdot}809$ ist und im angeführten Beispiele $V = 5{\cdot}865$, $i = 15$ war,

$$G = 13170 \text{ Kil.},$$

während ohne Rücksicht auf die Verdichtungsperiode sich $G = 12270$ Kil. ergab. Der Unterschied ist daher gering, obschon die Spannung ziemlich bedeutend ist, so

dass für alle ausser Bessemergebläsen die Verdichtungsperiode vernachlässigt werden kann.

2) Bei einem Bessemergebläse sei $x = 2$, $O = 1{\cdot}77\square^m$, $p_s = 10000$ Kil., $p_1 = 2$ Atm. Ueberdruck, daher $p_1 = 3\,p_s$, $s = 1{\cdot}5^m$, $P = 24000$ Kil., so ergibt sich

$$A = 0{\cdot}847,\ B = 43190,\ C = 0{\cdot}939,\ D = 1{\cdot}230;$$

$$\cos\omega_e = 0,\ \cos\omega_v = -\,0{\cdot}083;$$

$$\cos\omega_1 = 0{\cdot}044,\ \cos\omega_2 = 0{\cdot}270.$$

Da $\cos\omega_e > \cos\omega_v$ ist, so ist der Werth $\cos\omega_1$ brauchbar, weil derselbe grösser ist als $\cos\omega_e$, der Werth $\cos\omega_2$ aber nicht, weil derselbe grösser ist als $\cos\omega_v$, und man erhält nach 1) und 2) für M die Werthe

$$1)\ M = 0,\ 2)\ M = 11900.$$

Hiemit wird $M_1 = 11900$, $M_2 = 0$, $M_1 - M_2 = 11900$.

Sei die Zahl Umgänge $n_1 = 24$, und wählt man den Halbmesser des Schwungringes $R = 4^m$, so wird nach (5) dessen Umfangsgeschwindigkeit

$$V = 10{\cdot}0^m,$$

mithin wird nach (6) das Gewicht G des Schwungringes, wenn man $i = 13$ setzt,

$$G = 15170 \text{ Kil.},$$

nach (7) dessen Querschnitt

$$a\,b = 0{\cdot}0784,$$

und für $a = 26$, $b = 0{\cdot}2^m$, $a = 0{\cdot}4^m$.

Direktwirkende eincylindrige Gebläse ohne Expansion, mit geringer Spannung der Luft. Dieser Fall ist zu behandeln wie der analoge mit Expansion, bei welchem jedoch die Expansionsperiode ausser Betracht kommt. Man hat daher nur die Formel (31) anzuwenden, in welcher $x = 1$, daher wegen (13) auch $A = 1$ zu setzen ist; hiemit ergibt sich einfach

$$M = -\,F\sin\omega^2,$$

da nur die schwingenden Massen von Einfluss sind. Der Werth von M wird am grössten für $\omega = 0$, am kleinsten für $\omega = 90^0$, und zwar ergibt sich

$$M_1 = 0,\ M_2 = -\,F,$$

folglich wird nach (6) das Schwungradgewicht

$$G = \frac{g\,i\,F}{V^2},$$

oder wenn man den Werth (30) von F einführt,

$$(60)\quad \ldots\ldots\quad G = 1{\cdot}234\,i\,G_1\left(\frac{c}{V}\right)^2,$$

worin i den Gleichförmigkeitsgrad bedeutet, den man gleich 15 setzen, kann, G_1 das Gewicht der schwingenden Massen, c die Kolben- und V die nach (5), S. 140 zu bestimmende Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes. Da eine sogenannte „Maschine ohne Expansion" doch stets mit

nur 0·7 bis 0·8 Füllung arbeitet und auch die Verdichtungsperiode von Einfluss ist, nehme man i etwa gleich 15 bis 18, die grösseren Werthe für höhere Spannung der Luft.

Beispiel. In dem S. 152 behandelten Falle 1) war $G_1 = 1800$ Kil., $c = 0{\cdot}8^m$, $V = 5{\cdot}027^m$, die Spannung der Luft sehr gering, daher man $i = 15$ nehmen kann, und nach (60)

$$G = 840 \text{ Kil.}$$

wird. Es beträgt daher das Schwungradgewicht bei gleichem Halbmesser, mithin auch die nothwendige lebendige Kraft nur $\frac{840}{5267} = \frac{1}{6{\cdot}3}$ von dem für $2^1/_2$fache Expansion nothwendigen von 5267 Kil. Da jedoch das obige Gewicht auf zu geringe Dimensionen des Ringes führt, wird man den Halbmesser R etwa gleich 2 statt 3^m, mithin

$$G = \left(\frac{3}{2}\right)^2 840 = \text{rund } 2000 \text{ Kil.}$$

nehmen, und hiemit ergibt sich nach (7) der Querschnitt des Ringes

$$a\,b = 0{\cdot}0207,$$

und für $a = 2\,b$

$$b = 0{\cdot}1,\ a = 0{\cdot}2^m.$$

Direktwirkende eincylindrige Gebläse ohne Expansion, mit hoher Spannung der Luft. Das Diagramm für diesen Fall (vergl. S. 154) zeigt Fig. 181; $\overset{\frown}{AB}$ ist die zur Abscissenaxe parallele Gerade, welche der constanten Dampfspannung entspricht, EGF die Linie für den Widerstand, wobei GF der Ausströmungsperiode entspricht; man sieht klar, dass der Durchschnittspunkt D, mithin die Kolbenstellung P_1, bei welcher M zum Maximum wird, in die Verdichtungsperiode fallen müsse, daher die Ausströmungsperiode ausser Betracht kommt.

Für die Verdichtungsperiode ist derselbe Ausdruck (48) für M zu gebrauchen, wie bei einer Expansionsmaschine für die erste Periode, wo Volldruck und Verdichtung stattfinden. Da die Maschine ohne Expansion arbeitet, ist $x = 1$, somit nach (12) auch $A = 1$, mithin ergibt sich aus (48)

$$(61) \quad . \quad . \quad M = \varepsilon B \left[C \frac{1 - \cos\omega}{2} - \left(\frac{2}{1 + \cos\omega} \right)^{x-1} + 1 \right],$$

welcher Werth nach (50) zum Maximum wird, wenn wegen $A = 1$

$$(62) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \cos\omega_1 = 2 \left(\frac{x - 1}{C} \right)^{\frac{1}{x}} - 1$$

ist. In dem Werthe (61), wo ω_1 statt ω zu setzen kommt, wird demnach wegen $x = 1{\cdot}41$

$$C \frac{1 - \cos\omega_1}{2} = C \left[1 - \left(\frac{x - 1}{C} \right)^{\frac{1}{x}} \right] = C - 0{\cdot}53\, C^{0{\cdot}29}$$

$$\left(\frac{2}{1+\cos\omega_1}\right)^{\varkappa-1} = \left(\frac{C}{\varkappa-1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 1{\cdot}30\, C^{0{\cdot}29};$$

führt man diese beiden Werthe in (61) ein, so erhält man den Maximalwerth für M

(63) . . . . . $M_1 = \varepsilon B\,(1 + C - 1{\cdot}83\, C^{0{\cdot}29})$,

während der Minimalwerth $M_2 = 0$ ist.

In (62) und (63) sind B und C nach S. 148 zu bestimmen. Der Gleichförmigkeitsgrad i kann gleich 12 bis 15 genommen werden, um so grösser, je kleiner die Spannung der Luft ist, weil dann die schwingenden Massen grösseren Einfluss üben.

Beispiel. Es sei bei einem Bessemergebläse die Spannung der Gebläseluft gleich $2^1/_2$ Atmosphären Ueberdruck oder $3^1/_2$ Atm. absolut, daher $\frac{p_1}{p_s}$ annähernd gleich 3·5 und $p_s = 10000$ Kil., der Cylinderdurchmesser 1^m, mithin $0 = 0{\cdot}785$ Quadratmeter, endlich $s = 1^m$, so wird

$$B = 19160,\ C = 1{\cdot}027$$

und nach (63)

$$M_1 = 3500$$

folglich wegen $M_2 = 0$ auch

$$M_1 - M_2 = 3500,$$

und ist sonach das Schwungrad nach (5) und (6) zu berechnen.

Der Drehungswinkel ω_1, bei welchem M den Maximalwerth M_1 erreicht, ergibt sich nach (62)

$$\cos\omega_1 = 0{\cdot}042,$$

daher ω_1 nahe gleich 90°. Für den Winkel ω_v, bei dem die Verdichtung beendet wird, ist nach (21)

$$\cos\omega_v = -0{\cdot}178,\ \omega_v = 100°.$$

Allgemeine Formeln für Woolf'sche Maschinen. Bei diesen wirkt bekanntlich im kleinen Cylinder der Dampf mit Volldruck und gleichzeitig im grossen Cylinder der aus dem kleinen abströmende, beim früheren Hub dort wirksam gewesene Dampf mit Expansion. Mitunter lässt man schon im kleinen Cylinder Expansion eintreten, doch nur auf einem geringeren Theil des Kolbenlaufes, so dass es gestattet sein wird, zur Vereinfachung der Rechnung auf diesen Umstand keine Rücksicht zu nehmen. Die produzirte Arbeit besteht daher aus der Volldruckwirkung im kleinen Cylinder und aus der Expansionswirkung.

Es seien nun K die grosse, k die kleine Kolbenfläche, P der anfängliche Druck (Volldruck) auf die erstere und p der Volldruck auf die letztere, s der Hub des grossen und ns der des kleinen Kolbens, x der Expansionsgrad, so hat man, weil der expandirende Dampf zu Anfang den kleinen, zu Ende den grossen Cylinder ganz ausfüllt,

$$(64) \quad \ldots \quad x = \frac{Ks}{kns} = \frac{K}{nk}$$

$$(65) \quad \ldots \quad \frac{P}{p} = \frac{K}{k} = nx \text{ und}$$

$$(66) \quad \ldots \quad p = \frac{P}{nx}.$$

Eine reine Volldruckperiode existirt nicht, und für den ganzen Kolbenlauf gilt nur ein Ausdruck für die produzirte Wirkung, der sich auf folgende Art ergibt. Die Volldruckwirkung e auf den kleinen Kolben ist analog zu (9)

$$e = pns \frac{1 - \cos\omega}{2},$$

wobei ω den Drehungswinkel der Kurbel vom todten Punkte aus bedeutet, welchem die Arbeit e entspricht. Wegen (66) folgt hieraus

$$e = \frac{Ps}{x} \frac{1 - \cos\omega}{2}.$$

Die Leistung e_1 des expandirenden Dampfes für eine beliebige Kolbenstellung ist gleich dem Produkte aus der anfänglichen Spannung und dem zugehörigen Volum des Dampfes, multiplizirt mit dem Logarithmus des Expansionsgrades, welcher der gegebenen Kolbenstellung entspricht. Ersteres Produkt kommt aber, wie leicht einzusehen, der Grösse

$$pns = \frac{Ps}{x}$$

gleich. Der Expansionsgrad x_1, welcher einem Wege s_1 des grossen Kolbens entspricht, ist, da gleichzeitig der kleine Kolben den Weg ns_1 zurücklegt,

$$x_1 = \frac{Ks_1 + k(ns - ns_1)}{kns},$$

oder, da wegen (64) $K = knx$ ist, und mit Rücksicht auf (8)

$$x_1 = x\frac{s_1}{s} - \frac{s_1}{s} + 1 = 1 + (x-1)\frac{1 - \cos\omega}{2}.$$

Mithin wird die durch Expansion des Dampfes produzirte Wirkung

$$e_1 = \frac{Ps}{x} \log\left[1 + (x-1)\frac{1 - \cos\omega}{2}\right] = \frac{Ps}{x} \log \frac{x + 1 - (x-1)\cos\omega}{2}$$

und addirt man hiezu die früher gefundene Grösse e, so erhält man die ganze bei Drehung der Kurbel um ω vom todten Punkte aus produzirte Wirkung

$$(67) \quad \mathfrak{E} = \frac{Ps}{x}\,\frac{1-\cos\omega}{2} + \frac{Ps}{x}\log\frac{x+1-(x-1)\cos\omega}{2}$$

Man ersieht hieraus, dass das Verhältniss n der Hube des kleinen und grossen Cylinders ohne Einfluss auf den Werth von $\mathfrak{E}$ ist.

Für $\omega = 180^0$, $\cos\omega = -1$ ergibt sich die ganze während eines Kolbenlaufes produzirte Wirkung

$$(68) \quad \mathfrak{E}_s = \frac{Ps}{x} + \frac{Ps}{x}\log x = A\,Ps,$$

worin

$$A = \frac{1+\log x}{x}.$$

Da diese Ausdrücke mit den unter (12) und (13) für eine eincylindrige Expansionsmaschine gefundenen übereinstimmen, und P hier den Dampfdruck auf die grosse Kolbenfläche bedeutet, so muss letztere für eine gegebene Leistung ebenso gross sein als die Kolbenfläche einer eincylindrigen Maschine mit gleichem Expansionsgrad x.

Weil die letzten Ausdrücke sich wie für eine eincylindrige Expansionsmaschine ergeben, bleibt auch der Werth (25) der Arbeit des constanten Widerstandes ungeändert, und da die Ausdrücke für die vom Gebläse consumirte Arbeit von der Einrichtung der Dampfmaschine unabhängig sind, so kann man die Formeln (26), (27) und (28) auch für Woolf'sche Maschinen benützen, wobei nur vorausgesetzt ist, dass der in diesen Formeln erscheinende Hub s des Gebläsekolbens ebenso gross sei, als der des grossen Dampfkolbens; eine Abweichung hievon kann bei Balanciergebläsen vorkommen und wird gelegentlich berücksichtigt.

Endlich bleibt auch der Werth (29) für L ungeändert.

Direktwirkende Gebläse mit 1 Cylinder, Woolf'scher Anordnung und kleiner Spannung der Luft. Die direktwirkende Anordnung kommt bei stehenden Gebläsen mit Woolf'scher Maschine vor. Bei kleiner Spannung der Luft kann man die Verdichtungsperiode vernachlässigen, es ergibt sich daher nur eine Periode, für welche $\mathfrak{E}$ nach (67), E nach (28) und L nach (29) zu bestimmen ist, und es wird

$$M = \frac{Ps}{x}\log\frac{x+1-(x-1)\cos\omega}{2} + \frac{Ps}{x}\,\frac{1-\cos\omega}{2}(1-Ax) - F\sin\omega^2,$$

oder mit Rücksicht auf den Werth (13) von A

$$(69) \quad M = \frac{Ps}{x}\left[\log\frac{x+1-(x-1)\cos\omega}{2} - \frac{1-\cos\omega}{2}\log x\right] - F\sin\omega^2.$$

Durch Differentiation folgt hieraus

$$\frac{Ps}{x}\left[\frac{(x-1)\sin\omega}{x+1-(x-1)\cos\omega} - \frac{\sin\omega}{2}\log x\right] - 2F\sin\omega\cos\omega = 0.$$

Die dieser Gleichung entsprechenden Werthe $\omega = 0$ und $\omega = 180^0$ führen auf $M = 0$.

Dividirt man ferner obige Gleichung durch $2 F \sin \omega$ und setzt der Kürze wegen

$$(70) \quad \ldots \quad \frac{Ps}{2Fx} = 4d, \quad \frac{x+1}{x-1} = 2e, \quad \log x = f,$$

so erhält man

$$4d\left(\frac{1}{2e - \cos\omega} - \frac{f}{2}\right) - \cos\omega = 0$$

$$4d - 2df(2e - \cos\omega) - \cos\omega(2e - \cos\omega) = 0$$

$$\cos\omega^2 - \cos\omega(2e - 2df) - 4d(ef - 1) = 0,$$

$$\cos\omega = e - df \pm \sqrt{(e-df)^2 + 4d(ef-1)},$$

und wenn man die zwei dieser Gleichung entsprechenden Werthe von ω mit ω_1 und ω_2 bezeichnet,

$$(71) \quad \ldots \quad \left.\begin{matrix}\cos\omega_1 \\ \cos\omega_2\end{matrix}\right| = e - df \pm \sqrt{(e+df)^2 - 4d},$$

wobei das obere Zeichen für $\cos\omega_1$ und das untere für $\cos\omega_2$ gilt. Setzt man diese Werthe in (69) für $\cos\omega$ ein, so erhält man die entsprechenden von M.

Man berechne daher zuerst die Hilfsgrösse

$$F = \frac{1{\cdot}234}{g} G_1 c^2,$$

dann nach (70) die Grössen d, e und f, ermittle hierauf nach (71) $\cos\omega_1$ und $\cos\omega_2$ und führe letztere Werthe, sofern sie zwischen -1 und $+1$ liegen, in (69) ein; von den erhaltenen Werthen von M, wozu $M = 0$ kommt, ist der kleinste für M_2, der grösste für M_1 in (6) einzusetzen, um das Gewicht G des Schwungringes zu erhalten. Die Logarithmen in obigen Formeln sind natürliche, i kann gleich 12 bis 15 gesetzt werden.

Direktwirkende Gebläse mit 1 Cylinder, Woolfscher Maschine und hoher Spannung der Luft. Hier kann man die schwingenden Massen, nicht aber die Verdichtungsperiode vernachlässigen. Das Diagramm dieses Falles zeigt Fig. 182, worin AB die Curve für den wirksamen Dampfdruck, EGF die Linie für den Gesammtwiderstand zeigt; der Durchschnittspunkt D gibt die Kolbenstellung P_1 an, bei welcher M zum Maximum wird. Man hat zwei Perioden, die Verdichtung und Ausströmung, in deren jede der Durchschnitt D fallen und M seinen Maximalwerth erreichen kann; doch ist nur ein solcher Werth möglich.

Man untersuche zuerst, ob das Maximum in die Ausströmungsperiode fällt, was jedoch nur bei geringerer Verdichtung der Luft der

Fall sein wird, indem dabei die Linie EG, Fig. 182, kürzer, GF länger wird. Für die Ausströmungsperiode ist $\mathfrak{E}$ nach (67), E nach (27) zu bestimmen; wegen Vernachlässigung der schwingenden Massen wird $L = 0$. Man erhält daher nach (2), (67) und (27)

$$M = \frac{Ps}{x} \cdot \frac{1 - \cos\omega}{2} + \frac{Ps}{x} \log \frac{x + 1 - (x-1)\cos\omega}{2} -$$

$$- s\left[A P \frac{1 - \cos\omega}{2} - B(D - C)\frac{1 + \cos\omega}{2}\right]$$

oder wegen des Werthes (13) von A

(72) . $M =$

$$\frac{Ps}{x} \log \frac{x + 1 - (x-1)\cos\omega}{2} - s\left[\frac{1 - \cos\omega}{2} P \frac{\log x}{x} - B(D - C)\frac{1 + \cos\omega}{2}\right].$$

Durch Differentiation folgt

$$\frac{Ps}{x} \cdot \frac{(x-1)\sin\omega}{x + 1 - (x-1)\cos\omega} - \frac{s}{2}\left[P\frac{\log x}{x}\sin\omega + B(D - C)\sin\omega\right] = 0.$$

Hieraus ergibt sich wieder $\sin\omega = 0$, $M = 0$; dividirt man ferner die Gleichung mit $\frac{s\sin\omega}{2x}$ und multiplizirt sie sodann mit $\frac{x+1}{x-1} - \cos\omega$, so erhält man

$$2P - \left(\frac{x+1}{x-1} - \cos\omega\right)\left[P\log x + B(D - C)x\right] = 0,$$

und wenn man den speziellen dieser Gleichung entsprechenden Werth von ω mit ω_1 bezeichnet,

$$(73) \quad \ldots \quad \cos\omega_1 = \frac{x+1}{x-1} - \frac{2P}{P\log x + Bx(D - C)}.$$

Setzt man diesen Werth für $\cos\omega$ in (72) ein, so erhält man den Maximalwerth von M. Ergibt sich $\cos\omega_1$ kleiner als -1 oder grösser als der durch (21) gegebene Werth $\cos\omega_0$, so ist $\cos\omega_1$ unbrauchbar und das Maximum von M tritt in der Verdichtungsperiode ein; für diese ist $\mathfrak{E}$ nach (67), E nach (26) zu bestimmen, und man erhält mit Rücksicht auf den Werth (13) von A

$$M = \frac{Ps}{x} \log \frac{x + 1 - (x-1)\cos\omega}{2} - s\left[B\left(\frac{2}{1 + \cos\omega}\right)^{x-1} - B + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{P\log x}{x} - BC\right)\frac{1 - \cos\omega}{2}\right].$$

$$M = Bs\left[\frac{P}{Bx}\log\frac{x+1-(x-1)\cos\omega}{2}+\left(C-\frac{P}{Bx}\log x\right)\frac{1-\cos\omega}{2}+\right.$$
$$\left.+1-\left(\frac{2}{1+\cos\omega}\right)^{x-1}\right].$$

Da diese Gleichung nach der Differentiation transzendent bleibt, so ermittle man den Maximalwerth von M dadurch, dass man für ω der Reihe nach um je 5 oder 10^0 steigende Werthe einsetzt und den grössten für M resultirenden Werth beibehält. Es sind dabei nur Winkel ω einzuführen, welche kleiner als ω_v sind, weil die Untersuchung sich blos auf die Verdichtungsperiode bezieht. Die Bestimmung von M wird erleichtert, wenn man oben

$$\frac{1-\cos\omega}{2}=m,\left(\frac{2}{1+\cos\omega}\right)^{x-1}-1=n,$$

$$\frac{x+1-(x-1)\cos\omega}{2}=1+(x-1)\frac{1-\cos\omega}{2}=1+(x-1)m$$

setzt, wodurch sich ergibt

$$(74)\ .\ M=Bs\left\{\frac{P}{Bx}\log[1+(x-1)m]+\left(C-\frac{P\log x}{Bx}\right)m-n\right\}.$$

Nimmt man nun für ω beliebige Werthe an, so erhält man m und n aus der unten bei zweicylindrigen Gebläsen gegebenen Tabelle, und findet dann leicht M aus (74), da dieser Ausdruck ausser m und n nur constante Grössen enthält und sich nach deren Einführung auf eine einfache Form reduzirt.

Die Logarithmen in den Formeln sind natürliche. Die Werthe B, C, D und $\cos\omega_v$ sind auf S. 148 angegeben; der Gleichförmigkeitsgrad s kann gleich 12 bis 16 gesetzt werden, wegen Vernachlässigung der schwingenden Massen um so grösser, je kleiner die Spannung der Luft ist. Der grösste Werth von M wird in (6) für M_1, dann $M_2=0$ gesetzt, um das Schwungringgewicht zu berechnen.

Beispiel. Es soll das S. 161 für eine eincylindrige Maschine berechnete Beispiel für eine Woolf'sche Maschine durchgeführt werden, um den Unterschied der unter sonst gleichen Umständen für beide sich ergebenden Schwungradgewichte zu erkennen. Es sei daher der Expansionsgrad wie dort $x=2$ (wiewohl derselbe für Woolf'sche Maschinen grösser genommen wird); die Fläche des Gebläsekolbens $0=1{\cdot}77\,\square^m$, die Spannung der atmosphärischen Luft $p_a=10000$ Kil. pr. Quadratmeter, die Spannung der Gebläseluft gleich 2 Atmosphären Ueberdruck, daher $p_1=3p_a$, der Kolbenlauf $s=1{\cdot}5^m$. Bei gleicher Leistung wird die grosse Dampfkolbenfläche so gross wie die Kolbenfläche der eincylindrigen Maschine, daher auch der gesammte Admissionsdruck auf dieselbe $P=24000$ Kil. wie in dem genannten Beispiele, ferner ergibt sich wie dort

$$B=43190,\ C=0{\cdot}939,\ D=1{\cdot}23,\ \cos\omega_v=-0{\cdot}083,$$

wobei ω_v der Winkel ist, um welchen sich die Kurbel bei Beginn der Ausströmung der Luft vom todten Punkte aus gedreht hat.

Hiemit ergibt sich nach (73)

$$\cos \omega_1 = 1{\cdot}85;$$

dieser Werth ist unbrauchbar, daher M sein Maximum nicht in der Ausströmungs-, sondern schon in der Verdichtungsperiode erreicht. Für diese erhält man aus (74), indem man die Werthe von P, s, x, B und C einsetzt,

$$M = 64780\,[0{\cdot}640\ log\ (1 + m) + 0{\cdot}746\ m - n],$$

für Brigg'sche Logarithmen brauchbar. Da $\cos \omega_v = -0{\cdot}083$, so ist $\omega_v = 95^0$, und man hat nur Werthe $\omega = 0$ bis 95^0 in die Rechnung einzuführen. Mit Hilfe der unten folgenden Tabelle für m und n ergibt sich nun der im Werthe von M in der Klammer eingeschlossene Ausdruck

für $\omega =$	30	40	50	60	70	80	90°
gleich	0·039	0·066	0·095	0·123	0·147	0·160	0·157

Der Maximalwerth muss also in der Nähe von $\omega = 80^0$ sich ergeben; man findet noch

für $\omega =$	75	85°
die Werthe	0·155	0·162;

behält man den letzteren bei, so ergibt sich

$$M_1 = 0{\cdot}162\ .\ 64780 = 10500,\ M_1 - M_2 = 10500,$$

während dieser Werth in dem erwähnten Beispiel gleich 11900 war. In demselben Verhältniss wird daher bei gleichem Halbmesser das Gewicht des Schwungringes kleiner. Eine grössere Ersparung an Schwungradgewicht stellt sich bei den stärkeren Expansionsgraden heraus, wie sie für Woolf'sche Maschinen gebräuchlich sind.

Direktwirkende zweicylindrige Gebläse. Die Kolbenstangen der beiden Gebläse, deren jedes einen Dampf- und einen Gebläsecylinder enthält, stehen durch Schubstangen mit zwei an gemeinschaftlicher Welle befindlichen, um 90^0 gegen einander verstellten Kurbeln in Verbindung.

Ueber diese Anordnung ist vor Allem zu bemerken, dass der Einfluss der schwingenden Massen bei derselben gänzlich verschwindet. Seien Fig. 185 OA und OB die beiden senkrecht auf einander stehenden Kurbeln, deren erste im todten Punkte sich befinde; drehen sich dieselben um einen Winkel ω bis in die Stellungen OK_a und OK_b, so gewinnen dabei die mit der ersteren in Verbindung stehenden schwingenden Massen nach (29) die lebendige Kraft

$$L_a = F\ sin\ \omega^2.$$

Die zur zweiten Kurbel gehörenden Massen gewinnen bei der Drehung von OA bis OK_b die lebendige Kraft

$$L_a = F\ sin\ (\omega + 90)^2 = F\ cos\ \omega^2,$$

unter der Annahme dass, wie es stets der Fall sein wird, die zu beiden Kurbeln gehörenden Massen gleich gross, daher auch die Werthe F für

beide dieselben seien. Zieht man von L_n die lebendige Kraft L_o ab, welche die zweite Kurbel bei der Drehung von OA bis OB gewonnen hat, und die sich wegen ω 90^0 mit

$$L_o = F$$

ergibt, ab, so erhält man als Gewinn L_b an lebendiger Kraft für diese Kurbel bei der Drehung von OB bis OK_b

$$L_b = L_n - L_o = F \cos \omega^2 - F = - F \sin \omega^2.$$

Mithin ergibt sich der Gewinn des ganzen Systems an lebendiger Kraft bei Drehung um einen beliebigen Winkel ω

$$L = L_a + L_b = 0,$$

die schwingenden Massen sind ohne Einfluss auf die Bestimmung der Grösse M, und letztere ist wegen (2) für jede Kurbel nur der Differenz der produzirten und consumirten Wirkung $\mathfrak{E} - E$ gleichzusetzen.

Die Periode, innerhalb welcher alle Geschwindigkeitsänderungen im Beharrungszustande wiederkehren, ist hier der halbe Kolbenschub oder die Drehung um 90^0, weil bei weiterer Bewegung die Einflüsse, welchen die Kurbel K_a im ersten Quadranten ausgesetzt war, nun unverändert auf die Kurbel K_b wirken und umgekehrt.

Da hier eine grössere Zahl verschiedener Fälle möglich ist, indem die Expansion vor oder nach der Ausströmung, und beide wieder entweder im ersten oder zweiten Quadranten beginnen können, da ferner die Untersuchung auf höhere oder transzendente Gleichungen führt, so ist es räthlich, direkt den Versuchsweg einzuschlagen und M für von 5 zu 5 oder 10 zu 10^0 steigende Werthe von ω innerhalb der Grenzen $\omega = 0$ und $\omega = 90^0$ zu ermitteln. Die Grösse M ist nun allgemein

$$M = M_a + M_b,$$

wobei M_a die der ersten Kurbel für die Drehung von OA, Fig. 185, bis OK_a, M_b die der zweiten Kurbel für die Drehung von OB bis OK_b entsprechende Differenz von produzirter und consumirter Arbeit bedeuten, und es kann diese Summe ähnlich wie früher L bestimmt werden. Sind nämlich M_n und M_o die Wirkungsdifferenzen, welche der Drehung der zweiten Kurbel von OA bis OK_b, beziehungsweise bis OB, also um 90^0, entsprechen, so hat man

$$M_b = M_n - M_o, \text{ daher}$$
$$M = M_a + M_n - M_o;$$

die Werthe M_a, M_n und M_o ergeben sich aus den allgemeinen, früher für eincylindrige Gebläse entwickelten Formeln, wenn man darin der Reihe nach ω, $\omega + 90^0$ und 90^0 als Drehungswinkel der Kurbel einsetzt; der Werth M_o ist constant.

Man bestimme daher zuerst M nach den früher entwickelten Formeln für von 0 bis 180^0 um je 5 oder 10^0 steigende Werthe von ω, addire zu den für $\omega = 5, 10, 15^0 \ldots$ erhaltenen Werthen M_a die für $\omega = 95, 100, 105^0 \ldots$ sich ergebenden M_n, und ziehe von den Summen die für $\omega = 90^0$ erhaltene Grösse M_o ab, so erhält man die schliesslichen Werthe von M. Der grösste von den letzteren ist in (6) für M_1, der kleinste für M_2 einzusetzen und danach das Schwungradgewicht G zu bestimmen.

In den Formeln für M sollen der Kürze wegen die Ausdrücke

$$(75) \quad \ldots \quad \begin{cases} \dfrac{1-\cos\omega}{2} = m, \left(\dfrac{2}{1+\cos\omega}\right)^{x-1} - 1 = n, \\ 1 + \log\text{nat}\,\dfrac{1-\cos\omega}{2} = q, \dfrac{1+\cos\omega}{2} = r, \end{cases}$$

daher in denen für Woolf'sche Maschinen wie früher

$$(76) \quad \ldots \quad \frac{x + 1 - (x-1)\cos\omega}{2} = 1 + (x-1)\,m$$

gesetzt, und die Logarithmen mit 2·303 multiplizirt werden, um dieselben als Brigg'sche einführen zu können. Für die Grössen m, n, q, r folgt unten eine Tabelle. Das Glied $L = F \sin\omega^2$ ist dem Gesagten zufolge wegzulassen.

Die Hilfsgrössen, welche zur Anwendung kommen, sind A, B, C, D, $\cos\omega_e$ und $\cos\omega_v$; die Werthe derselben sind auf S. 148 angegeben.

Die Berechnung der Werthe M erfolgt nun in der angedeuteten Weise mittelst folgender Formeln:

I) Für Gebläse mit Expansion und kleiner Spannung der Luft sind die Hilfsgrössen A und ω_e zu berechnen, und es ist

a) für $\omega = 0$ bis $\omega = \omega_e$ nach (31)

$$M = P s\,(1 - A)\,m$$

b) für $\omega = \omega_e$ bis $\omega = 180^0$ nach (36)

$$M = \frac{P s}{x}\,(2{\cdot}303\,\log x + q - A\,x\,m).$$

II) Für Gebläse mit Expansion und hoher Spannung der Luft sind alle obigen Hilfsgrössen zu berechnen, und man hat

1) für $\cos\omega_e > \cos\omega_v$, wenn also die Expansion vor der Ausströmung beginnt,

a) für $\omega = 0$ bis $\omega = \omega_e$ nach (48)

$$M = B s\left[\left(P\,\frac{1-A}{B} + C\right)m - n\right],$$

b) für $\omega = \omega_e$ bis $\omega = \omega_v$ nach (53)

$$M = Bs\left[\frac{P}{Bx}(2{\cdot}303\ log\ x + q) + \left(C - \frac{AP}{B}\right)m - n\right],$$

c) für $\omega = \omega_r$ bis 180^0 nach (54)

$$M = A\,Ps\left[\frac{1}{Ax}(2{\cdot}303\ log\ x + q) + \frac{B}{AP}(D - C)r - m\right];$$

2) für $cos\ \omega_v > cos\ \omega_e$, d. h. wenn die Ausströmung vor der Expansion beginnt,

a) für $\omega = 0$ bis $\omega = \omega_r$ dieselbe Formel wie früher unter a),

b) für $\omega = \omega_v$ bis $\omega = \omega_e$ nach (59)

$$M = Bs\,(D - C)\left[P\frac{1 - A}{B(D - C)}m + r\right],$$

c) für $\omega = \omega_e$ bis $\omega = 180^0$ dieselbe Formel wie früher unter c).

III) Bei Gebläsen ohne Expansion mit geringer Spannung der Luft ist das Schwungrad ganz entbehrlich, weil in diesem Falle dessen Gewicht für eincylindrige Gebläse nur von den schwingenden Massen abhängt, deren Einfluss hier wegfällt.

IV) Für Gebläse ohne Expansion mit hoher Spannung der Luft sind die Hilfsgrössen A, B, C, D und ω_v zu bestimmen und ergibt sich

a) für $\omega = 0$ bis $\omega = \omega_r$ nach (61)

$$M = Bs\,(Cm - n),$$

b) für $\omega = \omega_v$ bis 180^0 ist in $M = \mathfrak{E} - E$ die Grösse $\mathfrak{E}$ nach (9), E nach (27) auszudrücken, daher wird wie unter (59)

$$M = Bs\,(D - C)\left[P\frac{1 - A}{B(D - C)}m + r\right].$$

V) Für Woolf'sche Maschinen mit kleiner Spannung der Luft hat man nach (69)

$$M = 2{\cdot}303\frac{Ps}{x}\left\{log\,[1 + (x - 1)m] - m\ log\ x\right\}.$$

VI) Für Woolf'sche Maschinen mit hoher Spannung der Luft sind die Hilfsgrössen B, C, D und ω_v zu ermitteln, und man hat

a) für $\omega = 0$ bis $\omega = \omega_v$ nach (74)

$$M = Bs\left\{\frac{2{\cdot}303\,P}{Bx}log\,[1 + (x - 1)m] + \left(C - \frac{2{\cdot}303\,P}{Bx}log\,x\right)m - n\right\},$$

b) für $\omega = \omega_v$ bis 180^0 nach (72)

$$M = \frac{2{\cdot}303\,Ps}{x}\left\{log\,[1 + (x - 1)m] - m\ log\ x + \frac{Bx}{2{\cdot}303\,P}(D - C)r\right\}.$$

Tabelle für m, n, q, r.

ω Grade	$\cos \omega$	m	q	n	r
0	1	0	—	0	1
5	0·996	0·0019	—	0·0008	0·998
10	0·985	0·0076	—	0·0031	0·992
15	0·966	0·0170	—	0·0071	0·983
20	0·940	0·0301	—	0·0126	0·970
25	0·906	0·0468	—	0·0199	0·953
30	0·866	0·0670	—	0·0289	0·933
35	0·819	0·0904	—	0·0396	0·910
40	0·766	0·1170	—	0·0523	0·883
45	0·707	0·1464	—	0·0671	0·854
50	0·643	0·1786	— 0·723	0·0840	0·821
55	0·574	0·2132	— 0·547	0·1032	0·787
60	0·500	0·2500	— 0·387	0·1252	0·750
65	0·423	0·289	— 0·242	0·1498	0·711
70	0·342	0·329	— 0·1117	0·1777	0·671
75	0·259	0·371	0·0083	0·2090	0·629
80	0·1736	0·413	0·1157	0·2443	0·587
85	0·0872	0·456	0·2147	0·284	0·544
90	0	0·500	0·306	0·329	0·500
95	— 0·0872	0·544	0·391	0·379	0·456
100	— 0·1736	0·587	0·466	0·437	0·413
105	— 0·259	0·629	0·535	0·502	0·371
110	— 0·342	0·671	0·600	0·577	0·329
115	— 0·423	0·711	0·658	0·665	0·289
120	— 0·500	0·750	0·712	0·765	0·2500
125	— 0·574	0·787	0·760	0·885	0·2132
130	— 0·643	0·821	0·803	1·027	0·1786
135	— 0·707	0·854	0·842	—	0·1464
140	— 0·766	0·883	0·876	—	0·1170
145	— 0·819	0·910	0·906	—	0·0904
150	— 0·866	0·933	0·931	—	0·0670
155	— 0·906	0·953	0·952	—	0·0468
160	— 0·940	0·970	0·969	—	0·0301
165	— 0·966	0·983	0·983	—	0·0170
170	— 0·985	0·992	0·992	—	0·0076
175	— 0·996	0·998	0·998	—	0·0019
180	— 1	1	1	—	0

Auch in anderen Fällen als III ergibt sich das Schwungrad so klein, dass man dasselbe weglassen kann. Wenn jedoch zeitweise eines von beiden Gebläsen allein arbeiten soll, so ist das Schwungradgewicht wie für ein eincylindriges Gebläse, nach Umständen mit kleinem Gleichförmigkeitsgrad zu bestimmen. Der letztere kann bei der obigen Berechnung gleich 12 bis 15 genommen werden, und zwar dann grösser, wenn man bei Gebläsen mit geringer Spannung auf die Verdichtungsperiode, und bei Volldruckmaschinen auf die kurze Expansionsperiode keine Rücksicht nimmt.

Beispiele. 1) Es seien im Falle I (Expansion und kleine Spannung der Luft) die Verhältnisse bei jedem der beiden gekuppelten Gebläse dieselben wie in dem S. 152 für ein Einzelgebläse durchgeführten Beispiel, also $x = 2{\cdot}5$, $P = 8000$ Kil., $s = 1{\cdot}5^{m}$, so wird wie dort die Hifsgrösse .

$$A = 0{\cdot}7665,$$

ferner erhält man

$$\cos \omega_e = 1 - \frac{2}{x} = 0{\cdot}2, \quad \omega_e = 78^{\circ},$$

und man hat nach I folgende Formeln anzuwenden:

für $\omega = 0$ bis 78°, $M = 2802\, m$,

für $\omega = 78^{\circ}$ bis 180°, $M = 4800\,(0{\cdot}916 + q - 1{\cdot}916\, m)$.

Man erhält nun für $\omega = 10, 20 \ldots 90^{\circ}$ der Reihe nach die Werthe

$$M_a = 21,\ 84,\ 188,\ 328,\ 499,\ 700,\ 922,\ 1154,\ 1267;$$

ferner für $\omega = 100, 110, 120 \ldots 180^{\circ}$

$$M_n = 1238,\ 1104,\ 917,\ 701,\ 480,\ 283,\ 125,\ 34,\ 0.$$

Addirt man diese Werthe und zieht von den Summen den für $\omega = 90^{\circ}$ erhaltenen Werth $M_o = 1267$ ab, so erhält man M durchgehends negativ, und zwar

für $\omega =$	10	20	30	40	50	60	70	80	90°
$M =$	— 8,	79,	162,	238,	288,	284,	220,	76,	0.

Der Minimalwerth von M liegt daher zwischen $\omega = 40$ und 60°; man erhält nun noch

für $\omega =$	45	55	135	145°
	$M_a = 410$	596,	$M_n = 581$	379.

Addirt man die letzteren zu den ersteren Werthen und zieht von den Summen die Grösse $M_o = 1267$ ab, so ergibt sich

für $\omega =$	45	55°
$M =$	— 276	— 292,

man kann daher als kleinsten Werth rund $M_2 = -300$, als grössten $M_1 = 0$, daher $M_1 - M_2 = 300$ setzen. Für ein einziges Gebläse ist der Maximalwerth dieser Grösse gleich dem höchsten unter den Werthen M_a und M_n, welcher für $\omega = 90$ rund gleich $M_a = 1270$, also mehr als 4mal grösser gefunden wurde, daher auch die lebendige Kraft des Schwungringes im letzteren Falle mehr als 4mal so gross sein muss. Der Werth 1270 gilt übrigens für das Einzelgebläse nur bei Vernachlässigung der schwingenden Massen, während unter Berücksichtigung der letzteren in dem erwähnten Beispiele $M_1 - M_2 = 1146$ gefunden wurde.

Da ferner $n_1 = 16$ war, so ergibt sich, wenn man den Halbmesser des Schwungringes $R = 2^m$ nimmt, nach (5)

$$V = 3{\cdot}35^m,$$

ferner für $i = 12$ nach (6)

$$G = 3140 \text{ Kil.},$$

endlich nach (7) für $a = 2b$

$$ab = 0{\cdot}0324,\ b = 0{\cdot}128^m,\ a = 0{\cdot}256^m.$$

2) Bei dem im Beispiel 2), S. 161 angenommenen Bessemergebläse war $x = 2$, $s = 1{\cdot}5^m$, $P = 24000$ Kil., und ergaben sich die Hilfsgrössen

$$A = 0{\cdot}847,\ B = 43190,\ C = 0{\cdot}939,\ D = 1{\cdot}230;$$

$$\cos\omega_e = 0,\ \omega_e = 90^0;\ \cos\omega_r = -0{\cdot}083,\ \omega_r = 95^0;$$

für zwei solche gekuppelte Gebläse sind, da $\cos\omega_e > \cos\omega_r$ ist, die unter II, 1) angegebenen Formeln anzuwenden, von welchen *b*) ausser Betracht kommt, weil die mittlere Periode nur die Drehung von $\omega_e = 90$ bis $\omega_r = 95^0$ einnimmt, die Untersuchung aber blos für die Werthe $\omega = 85, 90, 95^0 \ldots$ durchgeführt wird. Man hat daher nach *a*) und *c*) folgende Formeln anzuwenden:

$$\text{für } \omega = 0 \text{ bis } 90^0,\ M = 64800\,(1{\cdot}024\,m - n),$$

$$\text{für } \omega = 95 \text{ bis } 180^0$$

$$M = 30500\,[0{\cdot}590\,(0{\cdot}693 + q) + 0{\cdot}618\,r - m].$$

Hiemit ergeben sich für $\omega = 10, 20, \ldots 90^0$ die Werthe M_a, dann für $\omega = 100, 110 \ldots 180^0$ die Werthe M_n, wie folgt:

$$M_a = 297,\ 1180,\ 2570,\ 4370,\ 6410,\ 8470,\ 10240,\ 11600,\ 11860;$$

$$M_n = 10740,\ 9000,\ 7110,\ 5250,\ 3510,\ 2010,\ 880,\ 210,\ 0.$$

Addirt man dieselben und zieht von den Summen den für $\omega = 90^0$ erhaltenen Werth $M_0 = 11860$ ab, so ergibt sich M durchaus negativ, und zwar

für $\omega =$	10	20	30	40	50	60	70	80	90^0
$M =$	−825	1680	2180	2240	1940	1370	·735	50	0;

das Maximum liegt daher zwischen $\omega = 30$ und 50^0. Ermittelt man noch für $\omega = 35$ und 45^0 die Werthe M, so erhält man

für $\omega =$	35	45^0		125	135^0
$M_a =$	3430	5370	$M_n =$	6180	4310,

und hieraus in der früheren Art

für $\omega =$	35	45^0
$M =$	− 2240	− 2180.

Man kann mithin $M_2 = -2250$ als kleinsten Werth annehmen, der grösste ist $M_1 = 0$, daher wird $M_1 - M_2 = 2250$, während diese Grösse sich für ein Einzelgebläse gleich 11900, also mehr als 5mal so gross ergab. In eben diesem Verhältniss ändert sich auch die erforderliche lebendige Kraft des Schwungringes. Der Werth 11900 ist zugleich in runder Zahl der grösste unter den oben für M_a und M_n gefundenen, und zwar ergab sich derselbe für $\omega = 90^0$.

Noch beträchtlicher stellt sich der Unterschied der Schwungradgewichte für zwei Gebläse heraus, von welchen bei gleicher Leistung das eine ein-, das andere zweicylindrig ausgeführt ist.

Balanciergebläse. Die Berechnung des Schwungrades für solche Gebläse, seien sie einfach oder gekuppelt, kann wie für direktwirkende erfolgen, nur die Berechnung der lebendigen Kraft der schwingenden Massen erfordert nachstehende Bemerkung. In dem Ausdruck (29) für diese lebendige Kraft erscheint der Faktor F, in dessen Werth (30) G_1 das Gewicht der schwingenden Massen und c deren mittlere Geschwindigkeit bedeutet, wobei vorausgesetzt ist, dass diese, wie es bei direktwirkenden Gebläsen thatsächlich der Fall ist, mit der des Gebläsekolbens übereinstimmt.

Bei Balanciergebläsen, wo diese Bedingung für einen Theil der schwingenden Massen erfüllt ist, müssen die anderen, wie schon S. 147 angedeutet ist, reduzirt werden. Die schwingenden Körper sind sämmtlich am Balancier befestigt; sei g_1 das Gewicht eines derselben, e_1 dessen horizontale Entfernung von der Balancieraxe, a die Entfernung der Gebläsekolbenstange von dieser Axe, so ist das Gewicht der reduzirten Masse gleich

$$g_1 \left(\frac{e_1}{a}\right)^2.$$

Vom Gewicht der Schubstange ist wieder nur $^2/_3$ in Rechnung zu bringen. Was den Balancier betrifft, so liegt unter der Voraussetzung, dass dessen Höhe wie gewöhnlich gleich $^1/_6$ der Länge, und die Form die parabolische oder dieser genähert sei, der Mittelpunkt der Masse einer Balancierhälfte in einer Entfernung gleich $a\sqrt{\frac{4}{15}}$, annähernd gleich $\frac{a}{2}$ vom Balancierzapfen*), man hat daher sein ganzes Gewicht mit $\frac{1}{4}$ zu multipliziren, um das Gewicht seiner auf die Gebläsekolbenstange reduzirten Masse zu erhalten. Bei ungleicharmigem Balancier kann man zu diesem Zwecke das Balanciergewicht mit $\frac{1}{4}\left(\frac{a_m}{a}\right)^2$ multipliziren, wobei a_m das arithmetische Mittel der Längen beider Balancierarme bedeutet. Bei der Anordnung Fig. 136 kann man noch das Gewicht des Ansatzes direkt zu G_1 hinzuschlagen.

So ergibt sich z. B. die Grösse G_1 für das Gebläse Fig. 169, wenn g_1 das Gewicht des Dampfkolbens sammt Stange, g_2 das des Gebläsekolbens sammt Stange, g_3 das der Schubstange und g_4 das Balanciergewicht bedeuten, und die Entfernungen wie in der Figur angegeben bezeichnet werden,

---

*) Nach der von Prof. Gustav Schmidt in dessen Dampfmaschinentheorie, Freiberg 1861, S. 222 angestellten Berechnung.

$$G_1 = g_2 + g_1 \left(\frac{a_1}{a}\right)^2 + \frac{2}{3} g_3 \left(\frac{a_3}{a}\right)^2 + g_4 \frac{1}{4} \left(\frac{a + a_1}{2a}\right)^2.$$

Bei Balanciergebläsen kommt es ferner vor, dass der Hub des Dampf- und Gebläsekolbens verschieden ist, z. B. im obigen Falle, bei ungleicharmigem Balancier, oder wenn nach Fig. 134 beide Cylinder sich an derselben Seite des Balanciers befinden. Der Hub des Dampfcylinders erscheint nun in allen abgeleiteten Formeln stets nur in dem Produkte Ps; ist daher αs der Hub des Dampfcylinders, so hat man in allen Formeln αPs statt Ps, oder αP statt P zu setzen, wobei α erhalten wird, indem man den Hub des Dampfcylinders durch den des Gebläsecylinders dividirt.

Gebläse mit Kurbelumsetzung. An einer gemeinschaftlichen Welle sind drei Kurbeln befestigt, von denen 2 unter 90° gegen einander verstellt sind und mit den beiden Gebläsekolben in Verbindung stehen, die dritte vom Dampfkolben bewegt wird. Diese ist entweder mit einer der Gebläsekurbeln parallel oder um 45° gegen dieselbe verstellt. Unter den im letzteren Falle möglichen Anordnungen gewährt die durch Fig. 173 dargestellte, bei welcher die Dampfkurbel d in die verlängerte Halbirungslinie des Winkels zwischen den Gebläsekurbeln $g_1 g_2$ gestellt ist, den Vortheil, dass die Kurbelgewichte sich gegenseitig nahe ausgleichen.

In Bezug auf die Ausgleichung zwischen Druck und Widerstand, mithin auf die Gleichförmigkeit der drehenden Bewegung zeigen beide Anordnungen keinen bedeutenden Unterschied, wenn die Maschine ohne Expansion arbeitet und die Spannung der Luft klein ist. Der tangentiale Widerstand im Kurbelkreise ist dabei am grössten, wenn beide Gebläsekurbeln eben um 45° von den todten Punkten entfernt sind, und am kleinsten, wenn eine derselben im todten Punkte steht; der tangentiale von der wirksamen Dampfspannung herrührende Druck dagegen ist am kleinsten, wenn die Dampfkurbel im todten Punkte, und am grössten, wenn sie um 90° davon entfernt steht. Untersucht man nun die Bewegung, so findet man, dass bei jeder Anordnung nach Drehung um je 90° der grösste oder der kleinste Widerstand stets abwechselnd mit dem grössten und kleinsten Druck zusammentreffen. Dies ändert sich allerdings, wenn das Gebläse mit stärkerer Expansion oder Spannung der Luft arbeitet, in welchen Fällen daher, wenn es sich um möglichste Herabsetzung des Schwungradgewichtes handelt, die Bestimmung des letzteren für beide Anordnungen vorgenommen werden mag.

Da man bei dieser Bestimmung wieder auf transzendente oder höhere Gleichungen kommt, soll dieselbe auf dem Versuchswege durchgeführt werden. Die schwingenden Massen der beiden Gebläse gleichen sich

rücksichtlich ihres Einflusses auf die Bewegung aus, die der Dampfmaschine können vernachlässigt werden. Die Periode, nach welcher die Geschwindigkeitsänderungen sich wiederholen, ist der ganze Hub des Dampfkolbens, da erst nach Beendung desselben wieder der anfängliche Druck eintritt, während die von beiden Gebläsen herrührenden Widerstände sich nach je $^1/_4$ Umdrehung wiederholen. Sind nun $\mathfrak{E}_\omega$ die produzirte und E_ω die consumirte Arbeit, welche einem beliebigen Drehungswinkel der Kurbel vom todten Punkte aus entsprechen, M_ω die Differenz beider, so hat man

$$M_\omega = \mathfrak{E}_\omega - E_\omega.$$

Man ermittelt zuerst nach S. 148 die Hilfsgrössen A, B, C, D, ω_r und ω_r; behält man ferner die unter (75) und (76) eingeführten, durch die früher gegebene Tabelle bestimmten Hilfsgrössen m, n, q, r bei, so ergibt sich die produzirte Arbeit $\mathfrak{E}_\omega$ in folgender Art:

1) bei einer eincylindrigen Expansionsmaschine für $\omega = 0$ bis $\omega = \omega_r$ nach (9) aus

(77) . . . . . $\mathfrak{E}_\omega = P_s\, m,$

für $\omega = \omega_r$ bis 180^0 nach (11) aus

(78) . . . . . $\mathfrak{E}_\omega = \frac{P_s}{x}(2{\cdot}303\ log\ x + q),$

worin Brigg'sche Logarithmen zu setzen sind;

2) bei einer Maschine ohne Expansion für den ganzen Kolbenlauf nach (9) aus

(79) . . . . . $\mathfrak{E}_\omega = P_s\, m;$

3) bei einer Woolf'schen Maschine für den ganzen Kolbenlauf nach (67) aus

(80) . . . $\mathfrak{E}_\omega = \frac{P_s}{x}\Big\{m + 2{\cdot}303\ log\,[1 + (x-1)\,m]\Big\},$

für Brigg'sche Logarithmen brauchbar.

Mittelst dieser Formeln bestimmt man $\mathfrak{E}_\omega$ für um je 5 oder 10^0 steigende Werthe von ω.

Um die von beiden Gebläsen consumirte Arbeit E_ω zu finden, hat man zuerst die von einem derselben consumirte Wirkung e_ω für dieselben Werthe von ω, für welche $\mathfrak{E}_\omega$ ermittelt wurde, zu bestimmen. Hiezu können die Ausdrücke (26), (27) und (28) dienen, bei deren Anwendung nur zu beachten ist, dass sie die unter (25) ausgedrückte Arbeit des constanten Widerstandes enthalten, in welcher der ganze Druck P auf die Dampfkolbenfläche erscheint. Auf jedes Gebläse entfällt aber hier offenbar nur die Hälfte dieses Druckes, daher in (26), (27) und (28) $0{\cdot}5\ P$ statt P einzusetzen kommt. Nun ergibt sich e_ω

1) bei hoher Spannung der Luft für $\omega = 0$ bis ω_r nach (26) aus

(81) . . . . . $e_\omega = B s \left[n - \left(C - \frac{A P}{2 B}\right) m\right]$,

für $\omega = \omega_r$ bis 180^0 nach (27) aus

(82) . . . $e_\omega = B s (D - C) \left[\frac{A P}{2 B (D - C)} m - r\right]$;

2) bei geringer Spannung der Luft für den ganzen Kolbenlauf nach (28) aus

(83) . . . . . $e_\omega = \frac{A P s}{2} m$.

Die Ermittelung von E_ω selbst ist nun verschieden nach der Anordnung der Kurbeln.

1) Bei der Anordnung Fig. 173, worin d die Dampfkurbel, g_1 g_2 die Gebläsekurbeln sind, und die erstere gegen die letzteren um je $90 + 45 = 135^0$ verstellt ist, hat man für die Drehung um $\omega = 0$ bis 45 Grade die von der Kurbel g_1 consumirte Arbeit gleich

$$e_{\omega + 135} - e_{135},$$

die von der Kurbel g_2 consumirte Arbeit gleich

$$e_{\omega + 45} - e_{45},$$

wobei $e_{\omega + 135}$ u. s. w. stets die Arbeit bedeutet, welche von einer Gebläsekurbel bei der Drehung um $\omega + 135^0$ u. s. w. vom todten Punkte aus consumirt wird, — welche Arbeiten durch die frühere Bestimmung der Werthe von e_ω gegeben sind. Es ergibt sich mithin für $\omega = 0$ bis $\omega = 45^0$

(84) . . . . $E_\omega = e_{\omega + 45} + e_{\omega + 135} - (e_{45} + e_{135})$.

Für $\omega = 45^0$ nehmen die Kurbeln die in Fig. 174 ausgezogene Stellung ein, und für $\omega = 45$ bis 135^0 ergibt sich die consumirte Arbeit bei der Kurbel g_1 gleich

$$e_{\omega - 45} + e_{180} - e_{135},$$

bei der Kurbel g_2 gleich

$$e_{\omega + 45} - e_{45},$$

daher wird für $\omega = 45$ bis 135^0 E_ω gleich der Summe beider oder

(85) . . . $E_\omega = e_{\omega - 45} + e_{\omega + 45} - (e_{45} + e_{135} - e_{180})$.

Für $\omega = 135$ bis 180^0 endlich ergibt sich in ähnlicher Art

(86) . . $E_\omega = e_{\omega - 135} + e_{\omega - 45} + 2 e_{180} - (e_{45} + e_{135})$.

2) Bei der Anordnung Fig. 186, wo die Richtungen der Dampf- und der einen Gebläsekurbel d und g_1 zusammenfallen, hat man für $\omega = 0$ bis 90^0

(87) . . . . . $E_\omega = e_\omega + e_{90 + \omega} - e_{90}$

und für $\omega = 90$ bis 180^0

(88) . . . . $E_\omega = e_{\omega - 90} + e_\omega + (e_{180} - e_{90})$.

Will man die Untersuchung nur für Werthe von ω durchführen, die um je 10 Grad steigen, so ermittle man $\mathfrak{E}_\omega$ für $\omega = 10, 20, 30 \ldots 180^0$, dann e_ω bei der ersten Kurbel-Anordnung für $\omega = 5, 15, 25 \ldots 165, 175$ und 180^0, bei der zweiten für $\omega = 10, 20, 30 \ldots 170, 180^0$; in beiden Fällen genügen dann die gefundenen Werthe von e_ω, um auch die von E_ω für $\omega = 10, 20 \ldots$ Grade zu erhalten.

Nach Bestimmung der Werthe $\mathfrak{E}_\omega$, E_ω und $M_\omega = \mathfrak{E}_\omega - E_\omega$ setzt man den grössten Werth von M_ω für M_1, den kleinsten für M_2 in (6) ein, um danach das Schwungradgewicht zu berechnen. Der Gleichförmigkeitsgrad kann gleich 12 gesetzt werden.

Beispiel. Es seien zwei Gebläse von den im Beispiel 1), S. 152, angenommenen Dimensionen durch eine gemeinschaftliche Dampfmaschine mittelst Kurbelumsetzung zu bewegen. Es war in dem genannten Beispiel $x = 2{\cdot}5$, $s = 1{\cdot}5^m$; der Volldruck P des Dampfes auf die Kolbenfläche wird, gleichen Wirkungsgrad vorausgesetzt, doppelt so gross als dort, daher $P = 16000$ Kil. sein; ferner ergab sich $A = 0{\cdot}7665$ und wird nach S. 148:

$$\cos \omega_e = 1 - \frac{2}{2{\cdot}5} = 0{\cdot}2, \quad \omega_e = 78^0.$$

Zur Bestimmung von $\mathfrak{E}_\omega$ hat man für $\omega = 0$ bis 78^0 nach (77) die Formel

$$\mathfrak{E}_\omega = 24000\ m.$$

für $\omega = 78$ bis 180^0 nach (78) die Formel

$$\mathfrak{E}_\omega = 9600\ (0{\cdot}916 + q),$$

ferner zur Bestimmung von e_ω für den ganzen Kolbenlauf nach (83) die Formel

$$e_\omega = 9200\ m.$$

a) Für die Anordnung, wo die Dampfkurbel parallel zu einer Gebläsekurbel steht, ergeben sich unter Benützung der Tabelle S. 173 die in folgender Tabelle angegebenen Werthe von $\mathfrak{E}_\omega$ und e_ω:

ω	$\mathfrak{E}_\omega$	e_ω	ω	$\mathfrak{E}_\omega$	e_ω
10^0	182	70	100^0	13270	5400
20	722	277	110	14550	6170
30	1608	616	120	15630	6900
40	2810	1076	130	16500	7550
50	4290	1643	140	17200	8120
60	6000	2300	150	17730	8580
70	7900	3030	160	18100	8920
80	9910	3800	170	18320	9130
90	11730	4600	180	18400	9200

Zur Ermittelung von E_ω hat man nun für $\omega = 0$ bis 90^0 die Formel (87) zu benützen, worin der constante Werth e_{90} nach obiger Tabelle gleich 4600 ist; ferner ist nach dieser Tabelle

für	$\omega =$	10	20	30	40	50	60	70	80	90^0
	$e_\omega =$	70	277	616	1076	1643	2300	3030	3800	4600
	$e_{90} + \omega =$	5400	6170	6900	7550	8120	8580	8920	9130	9200
	Zusammen:	5470	6450	7520	8630	9760	10880	11950	12930	13800

Hievon ab den obigen constanten Werth 4600, gibt

$$E_\omega = 870 \quad 1850 \quad 2920 \quad 4030 \quad 5160 \quad 6280 \quad 7350 \quad 8330 \quad 9200.$$

Ganz in ähnlicher Art ergeben sich für $\omega = 100$ bis 180° nach (88) die Werthe

$$E_\omega = 10070 \quad 11050 \quad 12120 \quad 13230 \quad 14370 \quad 15480 \quad 16550 \quad 17530 \quad 18400.$$

Zieht man endlich die Werthe von E_ω von den in der obigen Tabelle angegebenen von $\mathfrak{E}_\omega$ ab, so ergeben sich für $\omega = 10$ bis 180° für M_ω der Reihe nach die Werthe

$$M_\omega = -690, 1130, 1310, 1220, 870, 280; +550, 1580, 2530, 3200, 3500, 3510, 3270, 2830, 2250, 1550, 790, 0.$$

Nach dieser Berechnung erhält man also $M_1 = 3510$, $M_2 = -1310$, $M_1 - M_2 = 4820$; nimmt man statt dessen $M_1 - M_2 = 5000$, so ist dies wohl der grösste Werth dieser Differenz

b) Ist dagegen die Dampfkurbel der Mittellinie zwischen beiden Gebläsekurbeln entgegengesetzt gestellt, so ergeben sich unter Benützung der gleichen Formeln wie früher und der Tabelle für m und q die gleichen Werthe der produzirten Arbeit $\mathfrak{E}_\omega$ bei $\omega = 10, 20, 30°$ u. s. w., wie oben; ferner ergibt sich aus $e_\omega = 9200\, m$

für $\omega =$	5°	15	25	35	45	55	65	75	85	95°
$e_\omega =$	17	156	430	832	1347	1962	2660	3410	4200	5000
für $\omega =$	105°	115	125	135	145	155	165	175	180°	
$e_\omega =$	5790	6540	7240	7860	8370	8770	9040	9180	9200.	

Mit diesen Werthen wird in Formel (84), welche für $\omega = 0$ bis $\omega = 45°$ gilt, der constante Werth $e_{45} + e_{135} = 1347 + 7860 = 9207$, ferner wird nach (84)

für $\omega =$	10	20	30	40°
$e_{\omega+45} =$	1962	2660	3410	4200
$e_{\omega+135} =$	8370	8770	9040	9180
Zusammen:	10332	11430	12450	13380
Ab:	9207	9207	9207	9207
$E_\omega =$	1125	2223	3243	4173

In ganz ähnlicher Art erhält man mittelst der von $\omega = 45$ bis 135° gültigen Formel (85), in welcher der constante Ausdruck in der Klammer gleich Null wird, und aus der für $\omega = 135$ bis 180° zu benützenden (86) die übrigen Werthe von E_ω, so dass sich diese Werthe schliesslich für $\omega = 10, 20, 30 \ldots 170, 180°$ in runder Zahl ergeben:

$$E_\omega = 1120, 2220, 3240, 4170, 5020, 5940, 6970, 8070, 9200, 10330, 11430, 12460, 13380, 14220, 15140, 16170, 17270, 18400.$$

Zieht man nun diese Werthe von den früher für $\mathfrak{E}_\omega$ erhaltenen ab, so ergibt sich

$$M_\omega = -940, 1500, 1630, 1360, 780; +60, 930, 1840, 2530, 2940, 3020, 3160, 3120, 2980, 2590, 1930, 1030, 0.$$

Hiemit wird $M_2 = -1630$, $M_1 = 3160$, $M_1 - M_2 = 4790$, wofür wieder der Werth 5000 genommen werden kann, daher das Schwungrad sich so gross wie früher ergibt

Dampfgebläse mit Umsetzung. Für diesen Fall, d. h. wenn der Dampf- und der Gebläsekolben in gegebener Zeit eine verschiedene Zahl von Huben verrichten, wird die Bestimmung des Schwungradgewichtes sehr complizirt, zum mindesten wenn das Verhältniss beider Hubzahlen

nicht ein sehr einfaches ist. Denkt man sich beide Kolben in einer beliebigen Stellung, so wird von dieser Stellung aus die Periode, nach welcher die Geschwindigkeitsänderungen wiederzukehren beginnen, so lange dauern, bis beide Kolben wieder die gleiche Stellung einnehmen.

Ist z. B. die Umsetzung, d. h. das Verhältniss der Hubzahl des Dampfkolbens zu der des Gebläsekolbens gleich 2 : 1, so umfasst die genannte Periode 2 Hube des Dampf- oder einen des Gebläsekolbens. Wäre dagegen dieses Verhältniss z. B. gleich 33 : 23, so erstreckt sich die Periode auf 33 Hube des Dampf- oder 23 des Gebläsekolbens.

Vorausgesetzt, das Gebläse sei so montirt, dass die Kolben nach der genannten Periode sich stets beide am Anfang ihres Hubes befinden — eine Voraussetzung, die meistens zutreffen dürfte —, müsste man, von dieser Anfangsstellung ausgehend, untersuchen, welchen grössten und kleinsten Werth M innerhalb einer ganzen solchen Periode erhält, wobei, wenn n das Umsetzungsverhältniss bedeutet, einem Drehungswinkel ω der Dampfkurbel stets der Drehungswinkel $\frac{\omega}{n}$ der Gebläsekurbel entspricht, daher die Ausdrücke für eine direkte Bestimmung der extremen Werthe von M zu verwickelt ausfallen und nur den Versuchsweg gestatten.

Der Fall, dass ein Dampfgebläse mit Umsetzung construirt wird, dürfte übrigens selten genug sein, um es zu rechtfertigen, wenn auf die besprochene Untersuchung hier nicht näher eingegangen wird.

Gebläse mit rotirender Kraftmaschine. Gegenwärtig wird der Betrieb durch eine rotirende Kraftmaschine (Wasserrad oder Turbine) nur bei Gebläsen mit kleiner Spannung, wo die Verdichtungsperiode vernachlässigt werden kann, vorkommen. Hiebei wirkt ein constanter tangentialer Druck auf Umdrehung der Kurbelwelle und, wenn man auch die schwingenden Massen ausser Acht lässt, ein constanter Widerstand von Seite der Gebläsekolben in nahe ungeänderter Richtung auf den Kurbelzapfen.

Es erfolgt also die Bewegung ebenso wie bei einer Volldruck-Dampfmaschine, welche irgend eine Arbeitsmaschine bewegt, die einen constanten tangentialen Widerstand an der Peripherie des Kurbelkreises verursacht; die produzirten und consumirten Wirkungen tauschen in beiden Fällen ihre Werthe aus, die Differenzen derselben sind also gleich gross, nur entgegengesetzt bezeichnet; bedeuten daher beim Gebläse M_1 und M_2 den grössten und kleinsten Werth der genannten Differenzen, so gehen diese Grössen für die Dampfmaschine in $-M_1$ und $-M_2$ über, von welchen nun $-M_2$ den Maximal- und $-M_1$ den Minimalwerth darstellt.

Der Unterschied beider ist

$$-M_2 - (-M_1) = M_1 - M_2,$$

ebenso gross wie beim Gebläse. Das Schwungrad für das letztere kann mithin wie für die Dampfmaschine berechnet werden. Benützt man dazu die Redtenbacher'schen Formeln, so hat man für 1 Gebläsecylinder

$$G_0 V^2 = 4645 i \frac{N}{n},$$

worin G_0 das Gewicht der auf die Peripherie des Schwungrades reduzirten rotirenden Massen in Kilogrammen, V die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades in Metern, i den Gleichförmigkeitsgrad, N die Anzahl Pferdekräfte der Dampfmaschine, n die Zahl Umgänge der Kurbelwelle pr. Minute bedeuten. Da der Widerstand nicht ganz gleichförmig ist, kann man $i = 15$ setzen. Sind zwei Gebläse vorhanden, so ist in obiger Gleichung statt des Coëfficienten 4645 blos dessen 10ter Theil 464·5, für N jedoch die Gesammtstärke der Maschine für beide Gebläse zu setzen.

Bei Berechnung des Schwungringes ist auf die lebendige Kraft L_1 der rotirenden Theile der Kraftmaschine Rücksicht zu nehmen; ist G das Gewicht des Schwungringes, so hat man

$$\frac{G V^2}{2g} + L_1 = \frac{G_0 V^2}{2g},$$

$$G V^2 = G_0 V^2 - 2 g L_1 = 4645 i \frac{N}{n} - 2 g L_1.$$

Da L_1 wenigstens bei Wasserrädern einen bedeutenden Werth hat, so kann man das Schwungrad besonders dann ersparen, wenn zwei Gebläsecylinder vorhanden sind.

Erzielung einer gleichförmigen Luftströmung, Regulatoren.

Stellung der Gebläsekurbeln. Der Hüttenmann fordert vom Gebläse, dass die Luft möglichst gleichförmig aus der Düse ströme. Dieser Zweck kann schon durch entsprechende Anordnung des Gebläses theilweise erreicht werden. Am ungleichförmigsten erfolgt die Luftströmung, wenn blos ein Gebläsecylinder vorhanden ist, denn ob nun eine rotirende Welle mit dem Kolben verbunden ist oder nicht, bewegt sich dieser in der Nähe des Hubwechsels stets langsamer als im übrigen Theile seines Laufes; auch wird zu Anfang des Hubes die Luft blos verdichtet und es findet keine Ausströmung in die Windleitung statt. Hat man zwei Gebläsecylinder, so ist die Bewegung so einzurichten, dass wenn der eine Kolben im Hubwechsel begriffen ist, der andere sich eben in der Mitte seines Laufes befindet. Werden die Kolben von Kurbeln

bewegt, so sind mithin die letzteren unter 90° gegen einander zu verstellen. Bei drei Gebläsecylindern werden die drei Kurbeln so im Kreise vertheilt, dass sie Winkel von 120° einschliessen.

Arten der Regulatoren. Bei dreicylindrigen Gebläsen von der eben angeführten Einrichtung ist die Luftströmung soweit gleichförmig, dass ein weiteres Mittel zur Erhöhung dieser Gleichförmigkeit entbehrlich wird. Sind dagegen nur ein oder zwei Cylinder vorhanden, so schaltet man in die Windleitung einen Regulator ein, d. h. einen Behälter, worin constante Spannung herrschen soll, damit der Abfluss gegen die Düsen hin möglichst unverändert sei. Es sind zwei dem Principe nach verschiedene Arten zu unterscheiden: Regulatoren mit veränderlichem und solche mit unveränderlichem Volum.

Bei den Regulatoren mit veränderlichem Volum soll der Raum des Regulators in demselben Verhältnisse grösser oder kleiner werden, als die Lufteinströmung vom Gebläse her zu- oder abnimmt, so dass die Spannung der Luft im Regulator constant bleibt. Diese Aufgabe lässt sich nicht vollständig erreichen; denn soll der Regulator sein Volum ändern, so müssen eine oder mehrere seiner Wände sich bewegen, was eben erst dann erfolgt, wenn die Spannung sich geändert hat.

Zu den Regulatoren mit veränderlichem Volum gehören die Lederregulatoren bei Spitz- und Cylinderbälgen, ferner Kolben- und Wasserregulatoren. Zum Unterschiede von den letzteren nennt man die übrigen Arten auch Trockenregulatoren.

Die Regulatoren mit unveränderlichem Volum sind Behälter mit unbeweglichen Wänden. Das Volum derselben muss gross genug sein, dass ungeachtet der veränderlichen Luftzuströmung vom Gebläse her die Spannung, mithin der Abfluss aus dem Regulator nahe constant bleibt. Sie benöthigen den grössten räumlichen Inhalt, jedoch genügt ein einziger Behälter, während z. B. Wasserregulatoren deren zwei erfordern. Mit der letzteren Art haben sie übrigens den Vortheil gemein, keine beweglichen Theile zu besitzen und daher fast keine Nachsicht zu bedürfen. Die Regulatoren mit unveränderlichem Volum finden aus diesen Gründen die häufigste Verwendung.

Kolbenregulatoren. Ein solcher Regulator besteht nach Fig. 183 aus einem gusseisernen ausgebohrten Cylinder C vom $1^1/_2$- bis 2fachen Volum des Gebläsecylinders. In demselben befindet sich ein beweglicher mit Liederung versehener Kolben k. An der Kolbenstange s ist die Traverse v befestigt, welche durch die zwei am Cylinder angeschraubten Stangen t geführt wird; e und a sind Ein- und Ausströmungsrohr für die Luft. Der Kolben muss genug schwer oder belastet sein, um der mittleren Luftspannung das Gleichgewicht zu halten. Nimmt die Spannung

in Folge vermehrter Einströmung zu, so steigt der Kolben; jedoch erst dann, bis der Druck auf denselben grösser geworden ist, als sein Gewicht mehr der Reibung. Umgekehrt geht der Kolben erst dann abwärts, wenn der Druck von unten kleiner ist, als das Gewicht weniger der Reibung. Die Pressung der Luft ist also nicht constant. Ein Sicherheitsventil im Rohre r lässt die Luft austreten, falls aus irgend einer Ursache die Ausströmung in die Windleitung zu sehr abnimmt; die Bewegung dieses Ventiles erfolgt durch den um o drehbaren Hebel h, welcher vom aufsteigenden Kolben mitgenommen wird. Da die Kolbenregulatoren zu Luftverlusten Anlass geben, kostspielig sind und überdies keine constante Spannung erzielen, sind sie nicht zu empfehlen.

Wasserregulatoren. Einen Wasserregulator zeigen Fig. 187 und 188. Darin ist K ein unten offener Kasten aus Blech oder Gusseisen, welcher in einen zweiten grösseren Kasten A oder in eine gemauerte Grube eingetaucht ist; e und a sind Ein- und Ausströmungsrohr. Der äussere Behälter A ist zum Theile mit Wasser gefüllt, welches auch im Kasten K aufsteigt. Strömt mehr Luft zu als ab, so verdrängt dieselbe aus K Wasser; der innere Spiegel sinkt, und es ist ein grösserer Raum für die zuströmende Luft vorhanden. Allein die Spannung ist nicht constant, denn es sinkt der innere Spiegel GH um h_1 bis JK, und steigt nebstdem der äussere EF um h_2 bis LM, daher wird der Höhenunterschied h um $h_1 + h_2$ grösser.

Man versieht den Regulator mit einem Sicherheitsventil s, und den äusseren Behälter in passender Höhe mit einem Rohre, welches das Wasser abfliessen lässt, daher ein zu hohes Ansteigen desselben hindert. Damit die Spannung der Luft den Kasten K nicht hebe, ist eine solide Befestigung desselben am Behälter A nothwendig. Ist z. B. dieser Behälter gemauert, so kann man K aus Blech anfertigen und auf eine Reihe von Balken stellen, welche in die Mauerung von A eingreifen; sodann oben auf K gusseiserne Traversen legen und diese mit den erwähnten Balken durch vertikale Schrauben verbunden, welche ausserhalb des Kastens K verlegt sind.

Die Stelle des äusseren Behälters vertritt mitunter ein vorhandenes Wasserreservoir, z. B. ein Teich. In diesem Falle wird die Spannung der Luft gleichförmiger, da nun die Steigung h_2 Fig. 187 des äusseren Wasserspiegels unmerklich ist, mithin die Spannungsänderung nur durch die Höhe h_1 statt $h_1 + h_2$ gemessen wird.

Die Wasserregulatoren bedürfen wenig Nachsicht, sind aber kostspielig, da der Kasten K, wenn die Pressung einigermassen constant sein soll, das 10- bis 20fache Volum eines Gebläsecylinders erhalten muss.

Für starke Pressungen sind sie nicht wohl zu verwenden, weil der Höhenunterschied h zu gross wird.

Regulatoren mit Wasserliederung (Wassertonnen-Regulatoren). Diese sind nach Fig. 184 den in Gasanstalten verwendeten ähnlich construirt. Sie bestehen aus einem Gefässe A mit zwei concentrischen Wänden, zwischen welche ein zweites oben geschlossenes Gefäss K eintaucht; e ist ein kurzes Rohr, welches den Regulator mit der Windleitung verbindet. Der Raum zwischen beiden Wänden von A enthält Wasser, dessen Spiegel innerhalb des Gefässes K niedriger steht als ausser demselben; der Höhenunterschied h entspricht der Spannung der Luft. Das Gefäss K wird mit Gewichten so weit beschwert, als nothwendig ist, um dem mittleren aufwärts wirkenden Drucke der Luft das Gleichgewicht zu halten. Nimmt die Luftmenge, daher auch die Spannung in der Windleitung zu, so steigt K höher, und der Raum für die Luft wird vergrössert. Der Widerstand gegen diese Bewegung ist gering, denn er besteht nur in der Reibung der Wand des Gefässes K gegen seine Führung und gegen das Wasser. Bei höheren Stellungen des Gefässes K wird der Auftrieb des Wassers gegen den unteren Rand desselben kleiner, mithin der zur Bewegung nothwendige Druck grösser; auch dieser Unterschied ist verschwindend und wird nur dann merklich, wenn der Behälter K aus Holz gefertigt ist, also dickere Wände hat. Die Spannung der Luft ändert sich daher wenig. Aus dieser Ursache genügt ein kleines, und zwar für Gebläse mit 1 bis 2 Cylindern das 3- bis 1fache Volum eines Gebläsecylinders für den Behälter K.

Die Construction betreffend, wird der Behälter A aus Holz, Gusseisen oder Blech, K meist aus Blech mit einem Deckel aus Gusseisen gefertigt, um den Windverlusten auszuweichen, zu denen Holz wegen des Schwindens besonders bei höherer Windpressung Veranlassung gibt. Das Gefäss K erhält eine Führung, in Fig. 184 durch Stangen tt und den festen Querbalken q, um bei seiner Bewegung an die Wände von A nicht anzustreifen. Die mittlere von den Stangen t wird auch weggelassen; zweckmässig ist es, dem Behälter K auch innerhalb A eine Führung zu geben, z. B. durch Rollen, oder besser durch vertikale an drei Stellen des Umfanges angebrachte Leisten. Je zwei solcher Leisten sind innen an A, die dritte zwischen dieselben eingreifende aussen an K befestigt. Die grosse Beweglichkeit des Apparates macht ein Sicherheitsventil besonders nothwendig; dieses ist am Deckel von K angebracht und mit einem Stiel versehen, der bei zu hohem Aufsteigen an q stösst und das Ventil gegen das Innere von K öffnet. Zuweilen begrenzt man den Hub von K durch eine Feder, welche an den Querbalken q befestigt wird, oder hängt an dem letzteren Gewichte auf, welche den Aufgang

des Behälters *K* hemmen und ein zu häufiges Abblasen durch das Sicherheitsventil hindern.

Zu den Regulatoren mit Wasserliederung gehört der von Chauffriat*). Der Behälter für das Wasser ist bei demselben durch eine gemauerte Grube gebildet; der innere feste Cylinder ist weggelassen, Zu- und Austritt der Luft erfolgen durch heberförmig gebogene Röhren *r*. Die bewegliche Glocke *K* ist an einer Stange *s* befestigt, welche eine vertikale Führung besitzt und an der Feder *f* aufgehängt ist, die das gänzliche Herabsinken der Glocke bei Aufhören der Luftzuströmung verhindert. Damit ferner bei Absperrung der Düsen durch die vermehrte Pressung die Glocke nicht zu hoch gehoben werde, ist am Deckel derselben ein Ventil angebracht, dessen aufragender Stengel bei Ueberschreitung der Normalhöhe gegen eine Widerlage stösst, so dass das Ventil sich öffnet und die Luft zum Theil entweicht.

Die Regulatoren mit Wasserliederung scheinen die zweckmässigsten unter denen mit veränderlichem Volum; Lan**) bezeichnet dieselben als die einfachsten und wirksamsten. Doch sind sie verhältnissmässig wenig im Gebrauch. Der Grund davon dürfte in der zu grossen Empfindlichkeit liegen; bei jedem Hub wird die bewegliche Glocke emporgeschnellt und durch dieses beständige Rütteln Veranlassung zu Beschädigungen gegeben.

Berechnung der Regulatoren mit unveränderlichem Volum. Setzt man den Grad fest, bis zu welchem der Abfluss aus dem Regulator veränderlich sein darf, so lässt sich hienach das nothwendige Volum desselben berechnen. Im Folgenden soll diese Rechnung ausgeführt, dabei jedoch blos auf die gewöhnlichen Gebläse mit geringeren Pressungen Rücksicht genommen und nur annähernde Genauigkeit angewendet werden. Das Resultat der Rechnung entfernt sich nämlich weit von dem wirklichen Ergebnisse, d. h. es tritt nicht der Grad von Gleichförmigkeit der Pressung und des Ausflusses ein, welcher der Berechnung zu Grunde gelegt wurde, weil durch jeden Hub der Gebläsekolben eine Spannungsvermehrung entsteht, welche sich wellenartig durch den Regulator und die Windleitung bis zu den Düsen fortpflanzt. Die Berechnung der Regulatoren eignet sich daher mehr um gewisse Vergleiche zu ziehen, als zur direkten Ermittelung des nothwendigen Volums.

Die mittlere zu irgend einer Zeit im Regulator vorhandene Spannung hängt ab von dem Verhältnisse des Zu- und Abflusses der Luft; sie steigt, wenn der Zufluss grösser ist als der Abfluss und sinkt im

*) Polyt. Centralblatt 1866, S. 92.

**) Annales des mines 1861, 5. Reihe, 20. Bd., S. 145.

umgekehrten Falle. Ist im Gange des Gebläses der Beharrungszustand eingetreten, so müssen die während gewisser Perioden zu- und abströmenden Luftgewichte gleich sein. Zu Ende dieser Perioden ist die Spannung stets die gleiche; die derselben entsprechende Manometerhöhe soll mit h bezeichnet werden. Innerhalb der Perioden dagegen ändern sich Zu- und Abfluss, mithin auch die Spannung. Zieht man nun das Luftgewicht, welches in beliebiger Zeit aus dem Regulator ausströmt, von dem gleichzeitig eingetretenen ab, so muss die Differenz während jeder Periode ein Maximum d_1 und ein Minimum d_2 erreichen. In dem Momente, wo das erstere eintritt, ist die Manometerhöhe im Regulator am grössten $= h_1$, bei Eintritt des Minimums am kleinsten $= h_2$.

Sei R das zu Anfang und zu Ende der Perioden im Regulator enthaltene Luftgewicht, h dessen Pressungshöhe und b der Barometerstand, so ist das bei den Spannungen h_1 und h_2 im Regulator befindliche Luftgewicht beziehungsweise $R + d_1$ und $R + d_2$. Nimmt man das Mariotte'sche Gesetz als gültig an, so ist

$$\frac{R + d_1}{R} = \frac{b + h_1}{b + h} \text{ und}$$

$$\frac{R + d_2}{R} = \frac{b + h_2}{b + h};$$

denn die absoluten Gewichte verhalten sich bei gleichem Volum wie die spezifischen und diese wie die Spannungen, also wie die Summen der Barometer- und Manometerhöhen. Zieht man die untere Gleichung von der oberen ab, so erhält man

$$\frac{d_1 - d_2}{R} = \frac{h_1 - h_2}{b + h} = \frac{h_1 - h_2}{b},$$

wenn h gegen b vernachlässigt wird. Die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft aus den Düsen tritt, ist bei kleiner Spannung der Quadratwurzel aus der Druckhöhe nahe proportional. Setzt man daher

$$\frac{\sqrt{h_1} - \sqrt{h_2}}{\sqrt{h}} = \nu,$$

so gibt der zu wählende Coëfficient ν ein Maass für die Gleichförmigkeit des Ausflusses und kann Regulirungsgrad genannt werden. Es ergibt sich sodann

$$\frac{d_1 - d_2}{R} = \frac{\sqrt{h_1} + \sqrt{h_2}}{b}\left(\sqrt{h_1} - \sqrt{h_2}\right) = \frac{2\sqrt{h}}{b}\nu\sqrt{h} = \frac{2h}{b}\nu,$$

da h_1 und h_2 bei hinreichender Grösse des Regulators wenig von h verschieden sind, und sehr nahe

$$\sqrt{h_1} + \sqrt{h_2} = 2\sqrt{h}$$

wird. Aus der obigen Gleichung ergibt sich

$$R = \frac{b}{2\,\nu\,h}(d_1 - d_2).$$

Hierin können statt R, d_1 und d_2 auch die Luftvolume eingeführt werden, indem man beiderseits durch das spezifische Gewicht der Luft dividirt, welches für R, d_1 und d_2 nahe gleich ist. Lässt man für die Volume dieselbe Bezeichnung gelten, wie früher für die Gewichte, so sind von nun an in der letzten Gleichung unter R das Volum des Regulators, unter d_1 und d_2 die grösste und kleinste Differenz zwischen dem ein- und ausströmenden Luftvolum zu verstehen.

Der Coëfficient ν ist zugleich das Verhältniss des grössten Unterschiedes der Ausflussgeschwindigkeiten zum Anfangswerthe derselben.

Die Differenzen d_1 und d_2 ergeben sich verschieden nach der Anordnung des Gebläses. Bei der folgenden Bestimmung derselben ist der einfacheren Rechnung wegen vorausgesetzt, der Abfluss der Luft aus dem Regulator erfolge durchaus gleichförmig, der Kolben drücke auf seinem ganzen Laufe verdichtete Luft in den Regulator, und die Umdrehungsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens sei constant.

Regulatorvolum für einen Gebläsecylinder. Bei einem Gebläse mit 1 Cylinder sind die einfachen Kolbenschube als die Perioden zu betrachten, innerhalb welcher alle Vorgänge sich in gleicher Weise wiederholen. Zu Anfang und zu Ende der einfachen Kolbenläufe ist mithin die Spannung im Regulator gleich gross, und der Zufluss ändert sich während jedes Hubes in derselben Weise. Die Kurbel AO, Fig. 197, drehe sich in der Richtung des Pfeiles aus dem todten Punkte um einen beliebigen Winkel ω bis in die Lage KO. Zieht man KP senkrecht auf AO, so ist der Kolbenweg nach (8), S. 142

$$s_1 = \frac{s}{2}(1 - \cos\omega),$$

wenn s die Länge des Kolbenschubes bedeutet. Die während des Kolbenweges s_1 in den Regulator gedrückte Luftmenge ist also

$$O\,s_1 = \frac{O\,s}{2}(1 - \cos\omega),$$

unter O den Cylinderquerschnitt verstanden. Wegen der Eingangs gemachten Voraussetzungen sind sowohl die Wege des Kurbelzapfens K als die aus dem Regulator getretenen Luftmengen der Zeit proportional; daher verhalten sich auch diese Mengen wie die Wege des Kurbelzapfens. Während der letztere eine halbe Umdrehung, d. h. den Weg $^1/_2\pi s$ zurücklegt, strömt eine Luftmenge $O\,s$ in den Regulator, folglich auch

die gleiche Menge aus demselben; ist also m die während des Kurbelweges $AK = \frac{\omega s}{2}$ ausgeflossene Menge, so hat man

$$\frac{m}{O s} = \frac{{}^1/_2 \omega s}{{}^1/_2 \pi s}$$

$$m = O s \frac{\omega}{\pi},$$

unter ω den Bogen für den Halbmesser 1 verstanden.

Die Differenz d der ein- und ausgetretenen Menge ist daher

$$d = O s_1 - m = \frac{O s}{2}(1 - \cos \omega) - O s \frac{\omega}{\pi}$$

$$d = \frac{O s}{2}\left(1 - \cos \omega - \frac{2\omega}{\pi}\right).$$

Setzt man, um den Werth von ω zu finden, für welchen d ein Maximum oder Minimum wird, den ersten Differentialquotienten dieses Ausdruckes gleich Null, so erhält man

$$\sin \omega - \frac{2}{\pi} = 0, \sin \omega = \frac{2}{\pi} = \frac{2}{3{\cdot}142};$$

diese Gleichung ergibt die zwei Winkel:

$$\omega_2 = 39^0\ 32' \text{ und}$$

$$\omega_1 = 180^0 - 39^0\ 32' = 140^0\ 28';$$

wovon der erste die Differenz d zu einem Minimum d_2, der zweite zu einem Maximum d_1 macht.

Man erhält daher

$$d_1 = \frac{O s}{2}\left(1 - \cos \omega_1 - \frac{2\omega_1}{\pi}\right) = \frac{O s}{2}\left(1 + \cos \omega_2 - \frac{2\omega_1}{\pi}\right)$$

$$d_2 = \frac{O s}{2}\left(1 - \cos \omega_2 - \frac{2\omega_2}{\pi}\right)$$

$$d_1 - d_2 = O s\left(\cos \omega_2 - \frac{\omega_1 - \omega_2}{\pi}\right).$$

Es ist aber

$$\cos \omega_2 = 0{\cdot}772,$$

$$\frac{\omega_1 - \omega_2}{\pi} = \frac{140^0\ 28' - 39^0\ 32'}{180} = 0{\cdot}561,$$

daher wird

$$d_1 - d_2 = 0{\cdot}211\ O s.$$

Das Volum des Regulators ergibt sich dann mittelst der obigen Formel

$$R = 0{\cdot}105 \frac{b}{\nu h} O s.$$

Hieraus zeigt sich, dass ein kleiner Kolbenlauf vortheilhaft ist, weil dabei der Regulator unter sonst gleichen Umständen kleiner wird.

Regulatorvolum für 2 Cylinder mit unter 90° verstellten Kurbeln. Hier bildet der halbe Kolbenschub eines Cylinders oder die Drehung der Kurbelwelle um einen Viertelkreis die Periode, welche mit allen darin vorkommenden Erscheinungen sich in ganz gleicher Art wiederholt; denn in jeder solchen Periode legt einer der Kolben die erste, der andere die zweite Hälfte seines Weges zurück.

Seien OA und OB, Fig. 197, die beiden Kurbeln; nach einer Drehung um den Winkel ω gelangen dieselben in die Stellungen OK und OL, wobei die Kolben die Wege $AP = s_1$ und $OQ = s_2$ zurücklegen. Die in den Regulator getretene Luftmenge ist daher

$$O(s_1 + s_2) = O\left(\frac{s}{2} - \frac{s}{2}\cos\omega + \frac{s}{2}\sin\omega\right) = \frac{Os}{2}(1 - \cos\omega + \sin\omega).$$

Die gleichzeitig aus dem Regulator getretene Luftmenge m findet man, da bei Drehung um jeden Viertelkreis eine ganze Cylinderfüllung Os in und aus dem Regulator strömt, aus der Gleichung

$$\frac{m}{Os} = \frac{{}^1/_2\,\omega\, s}{{}^1/_4\,\pi\, s} = \frac{2\omega}{\pi},\quad m = \frac{Os}{2}\frac{4\omega}{\pi}.$$

Es wird also die Differenz

$$d = O(s_1 + s_2) - m = \frac{Os}{2}\left(1 - \cos\omega + \sin\omega - \frac{4\omega}{\pi}\right).$$

Setzt man den ersten Differentialquotienten gleich Null, so erhält man

$$\sin\omega + \cos\omega = \frac{4}{\pi}.$$

Da $\sin 45^0 = \cos 45^0 = \sqrt{{}^1/_2}$ ist, kann man schreiben

$$\cos\omega + \sin\omega = \sqrt{2}\cos 45^0(\cos\omega + \sin\omega) =$$

$$= \sqrt{2}(\cos 45^0\cos\omega + \sin 45^0\sin\omega) = \sqrt{2}\cos(\omega - 45^0) = \frac{4}{\pi}$$

und hieraus folgt

$$\cos(\omega - 45^0) = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} = 0{\cdot}900$$

$$\pm(\omega - 45^0) = 25^0\,50'.$$

Sind ω_1 und ω_2 die Werthe von ω, welche dieser Gleichung entsprechen, so hat man

$$\omega_1 - 45^0 = 25^0\,50',\ \omega_1 = 70^0\,50',$$

$$45^0 - \omega_2 = 25^0\,50',\ \omega_2 = 19^0\,10'.$$

Für den Werth ω_1 wird die Differenz d ein Maximum d_1, für ω_2 ein Minimum d_2; auch ergänzen sich ω_1 und ω_2 zu 90^0, daher wird $\cos \omega_2 = \sin \omega_1$ und $\sin \omega_2 = \cos \omega_1$, und man erhält

$$d_1 = \frac{Os}{2}\left(1 - \cos \omega_1 + \sin \omega_1 - \frac{4\omega_1}{\pi}\right).$$

$$d_2 = \frac{Os}{2}\left(1 - \sin \omega_1 + \cos \omega_1 - \frac{4\omega_2}{\pi}\right)$$

$$d_1 - d_2 = Os\left[\sin \omega_1 - \cos \omega_1 - 2\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{\pi}\right)\right].$$

Hienach folgt, wenn man die Werthe von ω_1 und ω_2 einführt,

$$d_1 - d_2 = 0{\cdot}043\ Os \text{ und}$$

$$R = 0{\cdot}021\ \frac{b}{vh}\ Os.$$

Regulatorvolum für drei Cylinder mit unter 120 Grad verstellten Kurbeln. In diesem Falle findet man auf demselben Wege wie früher

$$\omega_1 = 47^0\ 16'$$

$$\omega_2 = 12^0\ 44';$$

beide Winkel ergänzen einander zu 60^0. Das Volum des Regulators ergibt sich

$$R = 0{\cdot}009\ \frac{b}{vh}\ Os.$$

Gebläse mit starker Pressung. Ohne hier auf eine Rechnung einzugehen, soll nur bemerkt werden, dass für solche Gebläse im Allgemeinen die Zahlencoëfficienten, welche in den Werthen von R vorkommen, zu vergrössern sind. So z. B. ergibt sich für ein zweicylindriges Gebläse, welches die Luft auf 1 Atmosphäre Spannung verdichtet, unter Annahme des Mariotte'schen Gesetzes, also in roher Annäherung, statt 0·021 der Coëfficient 0·105, der oben für ein eincylindriges Gebläse mit niedriger Spannung entwickelt wurde. Die Luft wird dabei auf doppelte Spannung, daher auf halbes Volum verdichtet, das Ausblasen erfolgt nur während der zweiten Hälfte jedes Kolbenschubes.

Vergleichung der Regulator-Volume. Um die Volume zu vergleichen, welche der Regulator nach der obigen Berechnung für ein-, zwei- und dreicylindrige Gebläse erhält, muss man den Werth von R durch die Zahl der Cylinder ausdrücken. Es ist

$$s = \frac{s}{D}\,D = \frac{s}{D}\sqrt{\frac{4O}{\pi}},$$

wenn D den Cylinderdurchmesser bedeutet; mithin wird der in allen drei Werthen von R erscheinende Faktor

$$f = \frac{b}{v\,h}\,Os = \frac{b}{v\,h}\,O\,\frac{s}{D}\sqrt{\frac{4\,O}{\pi}} = const.\,O\sqrt{O},$$

wenn man das Verhältniss $\frac{s}{D}$ als constant annimmt. Sei M die Windmenge pr. Minute, z die Anzahl der Cylinder, so entfällt auf jeden der letzteren die Menge $\frac{M}{z}$ und ist v die mittlere Kolbengeschwindigkeit, so hat man

$$\frac{M}{z} = 60\,Ov,\; O = \frac{M}{60\,zv}.$$

Nimmt man auch v als constant an, so ist die Kolbenfläche O der Anzahl z der Cylinder verkehrt proportional, man kann daher schreiben

$$f = \frac{C}{z\sqrt{z}},$$

worin C eine Constante bedeutet.

Führt man den Werth von f in die oben gefundenen Werthe von R ein, wobei der Reihe nach z gleich 1, 2 und 3 zu setzen ist, so erhält man

für 1 doppeltwirkenden Cylinder $R = 0{\cdot}105\;\; C$
„ 2 „ „ $R = 0{\cdot}0075\; C$
„ 3 „ „ $R = 0{\cdot}0018\; C$

Sind also Windmenge und Pressung, dann die Kolbengeschwindigkeit und das Verhältniss des Hubes zum Cylinderdurchmesser dieselben, so verhalten sich die nothwendigen Fassungsräume des Regulators nahe wie $1 : \frac{1}{14} : \frac{1}{59}$; hieraus ist der Vortheil einer grösseren Cylinderzahl ersichtlich. Uebrigens ist die Zahl der Geschwindigkeitsänderungen, welche beim Ausflusse der Luft in gegebener Zeit vorkommen, nach den gemachten Annahmen der Anzahl der Cylinder proportional.

Grösse der ausgeführten Regulatoren. Bei grösseren Dimensionen der Windleitung wirkt diese merklich auf Ausgleichung des Ausflusses, daher das Volum der Windleitung in das des Regulators mit einbezogen werden kann. Im Allgemeinen ist es natürlich vortheilhaft, wenn das gesammte Regulatorvolum thunlichst gross ist.

Bei Hochofengebläsen mit einem Cylinder und einer Pressung von 0·2 bis 0·25^m Quecksilber findet man das Volum des Regulators nebst Windleitung gewöhnlich gleich dem 20fachen Volum eines Gebläsecylinders. Sind zwei ungekuppelte Gebläse mit gemeinschaftlichem Regulator vorhanden, so erhält dieser ebenfalls das 20fache Cylindervolum, da der Gang der Gebläse sich nicht stets genau so reguliren

lässt, als ob sie durch eine Welle mit zwei unter 90^0 verstellten Kurbeln betrieben würden.

Bei Gebläsen mit zwei in der gewöhnlichen Art gekuppelten Cylindern kann man sich mit dem 10fachen Volum eines Cylinders begnügen; soll jedoch bei Reparatur des einen Cylinders der andere im Betrieb bleiben, so ist das Volum des Regulators wie früher zu nehmen. Dreicylindrige Gebläse endlich erfordern, wie schon bemerkt, keinen Regulator.

Construction der Regulatoren mit unveränderlichem Volum. Die Regulatoren von unveränderlichem Volum werden aus Eisen oder Mauerwerk hergestellt und mit Sicherheitsventilen versehen, welche sich öffnen, wenn die Spannung der Luft zu hoch steigt. Um in das Innere gelangen zu können, muss, wenn die Windleitungsröhren hiezu nicht weit genug oder unbequem zu entfernen sind, ein Mannloch angebracht werden. Gewöhnlich steht der Regulator einerseits mit der Windleitung, anderseits mit dem Gebläse durch Röhren in Verbindung; nach angestellten Beobachtungen soll die Luftströmung ebenso gleichförmig werden, wenn blos ein kurzes Zweigrohr von der Windleitung zu dem seitwärts befindlichen Regulator führt. Diese Einrichtung ist bei dem Fig. 184 dargestellten Wasserregulator angewendet.

Eiserne Regulatoren können aus Gusseisen in beliebiger Form, wie sie eben der disponible Raum zulässt, construirt werden.

Wohlfeiler und daher gewöhnlicher ist die Herstellung aus zusammengenieteten Blechtafeln; der grösseren Festigkeit wegen wird ein runder Querschnitt gewählt, die Form ist cylindrisch oder die einer Kugel.

Cylindrische Regulatoren. Für diese wird der Materialaufwand kleiner, wenn der Durchmesser gross genommen wird. Sei nämlich d der Durchmesser, l die Länge, δ die Wandstärke, so ist, wenn man von den Schlussplatten absieht,

$$m = l d \pi \delta$$

das Volum der Wände des Regulators. Die Stärke δ ist nach der bekannten Formel

$$\delta = \alpha n d + \beta$$

zu bestimmen, wobei n die Spannung der Luft in Atmosphären, α und β Constante bedeuten. Es wird daher

$$m = l d \pi (\alpha n d + \beta) = l d^2 \pi \left(\alpha n + \frac{\beta}{d}\right).$$

Das Volum des Regulators ist aber

$$R = l d^2 \frac{\pi}{4},$$

mithin ist

$$l d^2 \pi = 4 R,$$

und es ergibt sich

$$m = 4 R \left(\alpha n + \frac{\beta}{d} \right).$$

Je grösser also d, desto kleiner wird m. Die Vergrösserung des Durchmessers hat jedoch ihre Grenze darin, dass die Herstellung schwieriger wird, die Schlussplatten grössere Fläche erhalten und stärker sein müssen, daher der Materialaufwand doch wieder steigt. Man geht daher mit dem Durchmesser meist nicht über 4^m.

Soll der Regulator in horizontaler Richtung geringere Ausdehnung erhalten, so kann derselbe stehend angeordnet werden, wie Fig. 192 angibt. Oben ist dieser Regulator durch eine Halbkugel begrenzt, unten auf eine Gussplatte gestellt; s ist das Sicherheitsventil, e und a das Zu- und Abflussrohr für die Luft. Der stehende Regulator des Hochofengebläses zu Schwechat bei Wien z. B. hat 19^m Höhe und etwas über 4^m Durchmesser.

Meistens werden indessen die cylindrischen Regulatoren in eine Grube gelegt; sie erhalten dann 0·8 bis $2{\cdot}5^m$ Durchmesser, wobei die Länge oft beträchtlich ausfällt, und ersetzen zum Theile oder ganz die Windleitung. Diese Einrichtung hat nur den Nachtheil, dass der Ausfluss aus jenen Düsen, welche die vom Gebläse kommende Luft zuerst erreicht, ungleichförmiger wird. Bei geringem Durchmesser verwendet man auch gusseiserne Röhren zur Herstellung.

Die eisernen Regulatoren werden mitunter im Dachraum des Gebläsehauses angebracht, oder im Freien aufgestellt, da bei gutem und öfters wiederholtem Anstrich das Material der Witterung hinreichend widersteht.

Kugelförmige Regulatoren. Diese haben bei gegebenem Volum die kleinste Oberfläche, und auch der Materialaufwand wird bei gleicher Dicke der Bleche am kleinsten. Die Wandstärke ergibt sich nämlich bei der Kugelform

$$\delta_1 = \frac{\alpha}{2} n d_1 + \beta,$$

worin d_1 den Durchmesser des Regulators bezeichnet und α, β, n dieselbe Bedeutung wie früher beim cylindrischen Regulator besitzen. Die Oberfläche der Kugel ist aber $d_1^2 \pi$, daher das Volum ihrer Wände

$$m_1 = d_1^2 \pi \left(\frac{\alpha}{2} n d_1 + \beta \right) = d_1^3 \pi \left(\frac{1}{2} \alpha n + \frac{\beta}{d_1} \right).$$

Das Volum R des Regulators lässt sich aber hier ausdrücken durch

$$R = \frac{d_1^3 \pi}{6}, \text{ daher wird}$$

$$d_1^3 \pi = 6 R = 4 R . \frac{3}{2}, \text{ und}$$

$$m_1 = 4 R \left(\frac{3}{4} \alpha n + \frac{3}{2} \frac{\beta}{d_1} \right).$$

Um d_1 durch die Dimensionen des cylindrischen Regulators auszudrücken, setze man das Volum des kugelförmigen dem des cylindrischen Regulators gleich, so erhält man

$$\frac{d_1^3 \pi}{6} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot l = \frac{d^3 \pi}{4} \frac{l}{d},$$

$$d_1 = d \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{l}{d}},$$

$$\frac{3}{2} \frac{\beta}{d_1} = \frac{\beta}{d} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \frac{d}{l}},$$

und durch Einführung dieses Werthes in den Ausdruck für m_1 folgt

$$m_1 = 4 R \left(\frac{3}{4} \alpha n + \frac{\beta}{d} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \frac{d}{l}} \right).$$

Vergleicht man diesen Werth mit dem bei cylindrischen Regulatoren für m gefundenen, so sieht man, dass m_1 meist kleiner als m ausfällt, weil in der Regel d bedeutend kleiner als l, daher

$$\sqrt[3]{\frac{9}{4} \frac{d}{l}} < 1$$

sein wird. Lässt man jedoch, wie unten bemerkt, die Blechstärke nach unten über den berechneten Werth zunehmen, so modifizirt sich das erhaltene Resultat, und da wieder die Herstellung schwieriger ist, so wird sich der kugelförmige Regulator nicht stets als billiger herausstellen.

Die Verstärkung der Bleche nach unten hat den Zweck, das Zusammendrücken der Kugel durch ihr Eigengewicht zu verhüten. Aus gleichem Grunde werden auch im Inneren hölzerne Streben in verschiedenen Richtungen aufgestellt, deren Enden in gusseisernen an der Blechwand befestigten Schuhen stecken. Der Regulator selbst wird aus horizontalen Zonen von Blechtafeln zusammengesetzt.

Die Kugelform, Fig. 201, gestattet mitunter, den Raum des Gebläsehauses vortheilhaft zu benützen, indem man den Regulator auf eine Säule stellt und so den Platz um die Gebläse herum frei erhält. Die Säule ist hohl und wird meist durch eine Scheidewand getheilt; durch *e*, Fig. 201, strömt die Gebläseluft zu, durch *a* gegen die Düsen. Statt

dessen kann auch die Säule blos zur Einströmung dienen und für den Abfluss ein besonderes Rohr *r* angebracht werden.

Wird der Regulator im Freien aufgestellt, so ist eine Sicherung gegen den Winddruck nothwendig; man kann zu diesem Ende den Regulator durch Ketten befestigen.

Als Beispiel sei der kugelförmige Regulator der Hubertushütte bei Lagiewnik in Oberschlesien*) erwähnt, welcher 8^m Durchmesser besitzt; die Spannung der Luft beträgt 16—19 Cent. Quecksilber. Die Wand besteht aus 12 Zonen von je 14 Blechtafeln, von welchen die beiden untersten 1 Cent., die dritte und vierte $^5/_6$, die 5te bis 8te $^2/_3$, die 8te bis 12te $^1/_2$ Cent. Dicke besitzen. Zur Absteifung dienen 8 Holzstreben, welche in der Mitte 27, an den Enden 16 Cent. stark sind.

Gemauerte Regulatoren. Diese werden unterirdisch angelegt, ihre Wände aus Stein- oder Bétonmauerwerk hergestellt und überwölbt. Das Gewölbe muss sammt Aufschüttung schwer genug sein, um durch den Luftdruck nicht gehoben zu werden. Um das Mauerwerk hinlänglich dicht zu erhalten, wird als Bindemittel Cementmörtel benützt, und die Innenfläche des Regulators mit demselben Materiale überzogen, worauf ein mehrmaliger Anstrich von Theer kommt. Bei feuchtem Grunde legt man einen Abzugskanal unter die Sohle des Regulators.

Der Regulator Fig. 204 und 205, zu Pouzin im Dep. Ardèche**) in Frankreich ausgeführt, hat die Form eines Halbcylinders von 4^m Durchmesser und 25^m Länge; die Seitenwände haben $1{\cdot}5^m$, die Decke am Scheitel $1{\cdot}2^m$, die Sohle $0{\cdot}8^m$ Stärke. Derselbe besteht aus Béton, welcher auch die Windröhren *e* und *a* umschliesst. Um während der Ausführung die Bétonmasse zu stützen, wurde die Innenfläche der Wölbung 12 Cent. dick in Ziegeln ausgeführt. Die Wände sind mit Cement und zweimaligem Theeranstrich überzogen, der Boden jedoch, welcher länger feucht bleibt, mit Asphalt. Die Ausführung wird erleichtert, wenn man eine der Stirnwände ganz zuletzt aufführt, denn nach Vollendung des Regulators ist dessen Inneres blos durch die Windleitungsröhren *e* und *a* zugänglich.

Den zu Rhonitz ausgeführten, gemauerten Regulator***) von cylindrischer Form zeigt Fig. 198. Derselbe hat $2{\cdot}2^m$ Durchmesser und 18^m Länge. Er ist auf einer Unterlage von Bruchsteinmauerwerk aus Quadern hergestellt, welche durch einen besonderen Steinkitt verbunden, aussen und innen mit einigen Schichten eines Gemenges von Thon und

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1861, S. 93.

**) Bull. de la soc. de l'industrie minérale, 1. Bd., S. 467

***) Erfahrungen 1861, S. 9.

Eisenfeilspänen umgeben sind; ein mehrmaliger Theeranstrich macht die Innenwände noch dichter. Ueber dem Gewölbe ist Lehm bis zum Niveau des umgebenden Bodens aufgestampft. Um eine Fortpflanzung der Erschütterungen vom Gebläsebetriebe auf das Mauerwerk zu hindern, enthält das Einströmungsrohr *e* eine Compensation (Stopfbüchse) mit Kautschukscheiben-Liederung. Durch *a* fliesst die Luft ab.

Die Prüfung, ob das Mauerwerk dicht sei, erfolgt durch Aufgiessen von Wasser auf die Decke des Regulators; bemerkt man ein Aufbrausen, so ist derselbe windlässig.

Man hat als Regulatoren endlich auch Räume in Verwendung, die in natürlichen Felsen gehauen sind; hiezu ist allerdings selten Gelegenheit vorhanden. Das Gestein darf dabei nicht klüftig sein, und muss zur Sicherung gegen Luftverluste mit geeigneten Anstrichen versehen werden.

Windleitung.

Die Windleitung verbindet das Gebläse mit den Düsen. Es ist selbstverständlich, dass eine geringe Länge derselben angestrebt, Krümmungen und Querschnittsänderungen thunlichst vermieden werden sollen, um mit den Anlagekosten zu sparen und die Effektsverluste herabzusetzen.

Der Durchmesser ist nach den S. 52 angegebenen Regeln zu bestimmen. Die Windleitungen werden aus Guss- oder Schmiedeeisen (Blech), mitunter aus Asphaltröhren hergestellt oder gemauert.

Eiserne Windleitungen. Blecherne Windleitungsröhren werden besonders bei grösserem Durchmesser, wenn die Windleitung zugleich als Regulator dient, angewendet. Sie verdrängen immer mehr die früher vorzugsweise gebrauchten gusseisernen, da sich ihre Kosten ungeachtet des höheren Materialpreises wegen der bedeutend geringeren Wandstärke niedriger stellen als die der gusseisernen. Die Wandstärke darf übrigens, wenn sie dauerhaft sein sollen, nicht zu klein sein. Die Verbindung erfolgt durch angenietete oder angelöthete guss- oder schmiedeeiserne Flantschen und Schrauben. Gekrümmte Stücke werden gegossen.

Bei den gusseisernen Röhren beträgt die Wandstärke je nach der Grösse des Durchmessers 0·7 bis 2 Cent.; bei zu geringer Stärke können die Poren des Gusseisens Verluste an Luft verursachen. Krumme Röhren erhalten mit Rücksicht auf den guten Guss etwas stärkere Wände als gerade. Man wendet meist Flantschen-, seltener Muffenverbindung an. Erstere hat bekanntlich den Vorzug, das leichtere Herausnehmen einzelner Röhren zu gestatten, und der Leitung eine grössere relative

Festigkeit zu ertheilen, so dass sie auf eine gewisse Länge ohne Unterstützung verbleiben kann; wogegen die letztere billiger, dann leichter zu dichten ist, und keine ganz horizontale Unterlage fordert, weil die Röhrenenden in den Muffen Spielraum haben. Zur Dichtung der Flantschen wendet man zwischengelegten Kupferdraht, Blei, mit Fett getränkten Flanell oder Filz, Kautschuk, bei erhitzter Gebläseluft Kupferdraht oder Eisenkitt an, welcher aus Bohrspänen, Thon und etwas Weinessig besteht. Für Muffen wird Kitt oder bei kalter Luft auch blos Holzverkeilung angewandt.

Ist eine Längenänderung der Röhren durch Wechsel der Temperatur zu erwarten, so soll eine Compensation eingeschaltet werden, d. h. eine Vorrichtung, welche den Röhren gestattet, sich gegenseitig zu verschieben, ohne dass die Verbindungen undicht werden. Gewöhnlich wird zu diesem Zwecke das Ende einer Röhre erweitert und mit einer Stopfbüchse versehen, in welche man das glatt abgedrehte Ende der folgenden Röhre einschiebt. Namentlich ist eine solche Anordnung bei längeren geraden Theilen der Leitung und bei erhitzter Gebläseluft nothwendig.

Düsenständer, Regulirungsvorrichtung. Die Windleitung wird in einem Kanal zu den Feuerungen geführt und durch Zweigröhren mit den einzelnen Düsen verbunden. Bei Eisenhohöfen mündet die Windleitung in ein Rohr, welches entweder in einem ringförmigen, den Ofen umgebenden Kanal liegt; gegenüber jeder Formöffnung wird dann ein vertikales Rohr, der Düsenständer aufgesetzt, welches in der Höhe der Form horizontal umgebogen ist und an welches sich die Düse anschliesst. Oder das ringförmige Rohr wird, um den Raum innerhalb der Formgewölbe weniger zu beengen, ober den letzteren an der Aussenseite des Ofengemäuers befestigt, und es schliessen sich daran Zweigröhren, welche zuerst vertikal abwärts, dann horizontal zu den Düsen geführt sind und den Ständer ersetzen.

In diesen Röhren oder in den Düsenständern sind Regulirungsvorrichtungen anzubringen. Hiezu eignen sich Schieber oder Kegelventile, da Drosselklappen und Hähne nicht gut schliessen. Dieselben sind derart anzuordnen, dass sie sich mit der oberen Fläche auf einem glatten Sitze bewegen, so das die Spannung der Gebläseluft den Schieber an seinen Sitz drückt und den luftdichten Abschluss befördert. Da die flachen Schieber ein langes und breites Gehäuse erfordern, benützt man auch Drehschieber mit rundem Gehäuse. Wird mittelst des Sperrapparates der Querschnitt des Rohres verengt, so ist das Hinderniss gegen die Bewegung der Luft grösser, die Spannung in der Windleitung steigt, mithin wird bei ungeänderter Betriebskraft die Windmenge kleiner, so dass das

Gebläse einen langsameren Gang annimmt. In dem zwischen dem Regulirapparat und der Düse gelegenen Rohrstück dagegen sinkt die Pressung, weil die von der Düse abströmende Windmenge kleiner ist (vergl. S. 31: „Aenderung der Windmenge"). Da aber diese kleinere Windmenge bei gleicher Betriebskraft geliefert wird, so resultirt ein Effektsverlust, und es ist vortheilhafter, den gewünschten Zweck durch Herabsetzung der Betriebskraft zu erreichen, was auch stets geschieht, wenn die Aenderung eine dauernde sein soll.

Damit beim Absperren einer Düse die Pressung nicht zu hoch steige, wird mitunter am Düsenständer ein Seitenrohr mit Sicherheitsventil angebracht, auch die Einrichtung so getroffen, dass der Mechanismus, mittelst dessen man den Regulirungsapparat schliesst, gleichzeitig dieses Ventil öffnet. Gegen zu hohe Spannung schützt übrigens auch das Sicherheitsventil am Regulator.

Fig. 189 bis 191 zeigen einen keilförmigen Schieber*) s, welcher hohl, aussen glatt bearbeitet ist und sich in einem zweitheiligen mit Führungsnuthen versehenen Gehäuse bewegt. Die Bewegung desselben erfolgt durch die Schraubenstange t, welche in eine am Schieber befestigte Mutter m greift und am anderen Ende einen vierkantigen Zapfen besitzt, an welchen nach Abnahme der Kappe k ein Schraubenschlüssel angesetzt werden kann.

Stellvorrichtung für die Düsen. Die Düsen werden meist mit dem Ständer beweglich verbunden, so dass sich dieselben vor- und zurückschieben lassen, und dass man ihre Höhenstellung behufs genauen Einpassens in die Form ändern kann. In gewissen Fällen wird auch erfordert, dass man deren Neigung gegen den Horizont abzuändern im Stande sei.

Bei Gebläsen mit geringerer Spannung und kalter Luft bringt man zu diesem Ende zwischen Düse und Windleitung einen Lederschlauch an, welcher über die Mündung der Windleitung geschoben und durch einen Ziehring daran befestigt wird.

Erhitzte Gebläseluft zerstört das Leder und fordert daher eine andere Vorrichtung; Beispiele dafür geben die Fig. 193, 194, 199 und 200. Die Röhren sind dabei perspektivartig in einander verschiebbar, was nur den Nachtheil zeigt, dass Windverluste eintreten, indem eine gewöhnliche Stopfbüchse mit ihrer Packung wegen der hohen Temperatur der Röhren nicht anwendbar ist, die letzteren aber wegen Ausdehnung durch die Wärme nicht streng in einander gepasst werden können.

In Fig. 199 ist in den Ständer t ein Knierohr q eingelassen und durch Schrauben mit je 2 Muttern m gestützt, deren Drehung das Heben

*) Jordan, Album du cours de métallurgie. 2. Aufl., Taf. 45.

oder Senken des Rohres q zur Folge hat. An q schliesst sich das verschiebbare Rohr r; in einen mit Gewinden versehenen Steg am rückseitigen Ende des Rohres r passt die Schraubenstange u, welche drehbar an q befestigt und mit einer Handkurbel versehen ist, um das Rohr r vor- und zurückschieben zu können. Die Düse d erhält einen kugelförmig abgedrehten Ansatz a, welcher durch einen Ring b mit Flantschen und Schrauben gegen das Ende des Rohres r gedrückt wird; b und r müssen an der entsprechenden Stelle glatt ausgebohrt sein. Lüftet man den Ring b, so lässt sich die Neigung der Düse beliebig ändern; da hiezu in der Form zu wenig Spielraum vorhanden ist, so muss ausserdem durch Umdrehung der Schraubenmuttern m das Rohr q gehoben oder gesenkt werden. s ist der mittelst der Stange n stellbare, zur Regulirung der Windmenge dienende Schieber.

Zweckmässiger ist es, die Verschiebvorrichtung nach Fig. 200 (s. unten) ausserhalb der Röhren anzubringen, weil sie dann leichter zugänglich ist.

Denkt man sich den Ständer t, Fig. 199, um die Axe des Windleitungsrohres w drehbar, so ist das Kugelgelenk a erspart. Derartig ist die Einrichtung, welche Fig. 193 im Längenschnitte, Fig. 194 in der Seitenansicht, zum Theile im Querschnitte darstellen*). Der Ständer t endet unten in ein horizontales, durch zwei Stopfbüchsen in die Windleitung w eingelassenes Rohr, und kann mithin um die Axe derselben gedreht werden. Dies erfolgt mittelst der Stange a, die am Ständer t drehbar befestigt, bei m mit Gewinden und einer auf dem Ständer v angebrachten Schraubenmutter versehen ist. Dreht man die Stange a, Fig. 193, so wird der Ständer t rechts oder links bewegt. Dabei ändert der Verbindungspunkt von a und t seine Höhe, weshalb die Mutter m mit Zapfen versehen ist, die in Lagern ruhen. Die Hebung und Senkung des Knierohres q geschieht mittelst der Schraubenstange b, welche ihr Muttergewinde im obersten Theile des Bügels c besitzt; letzterer ist am Ständer befestigt und stützt das Knierohr q. Zum Vor- und Zurückschieben der Düse endlich dient eine ganz ähnliche Einrichtung mit horizontalem Bügel e und Schraubenstange f. Der Hahn h regulirt die Windmenge. Dieser Apparat erspart zwar das Kugelgelenk, ist aber sonst complicirter als der vorige.

Eine Düsenvorrichtung für den Fall, wo das Windleitungsrohr ober den Formgewölben um den Ofen herumgeführt ist, zeigt Fig. 200. Darin ist w die Windleitung, t das Zweigrohr mit der zur Regulirung dienenden Klappe s, ferner q ein Knierohr, welches mittelst der Schraubenmuttern

*) Weisbach, Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

m gehoben und gesenkt werden kann, *p* ein abgedrehtes Einsatzstück, das in *t* eingepasst ist, *u* die Schraubenstange mit Handrad zum Vor- und Zurückschieben der Düse *d*. Letztere ist durch ein Kugelgelenk *a* mit dem Rohre *r* verbunden und kann mithin gedreht werden; um dieselbe in ihrer Stellung zu erhalten, dienen die Federn *f*, welche an *d* befestigt sind und in Vertiefungen am Rande von *r* eingreifen.

Bei der gewöhnlichen Düseneinrichtung strömt ein Theil der ausgetretenen Luft durch den Spielraum zwischen Düse und Form ins Freie. Um diesem Verluste zu entgehen, verwendet man meist sogenannte Steckformen, indem man, wie in Fig. 200 angegeben, in die Form *e* ein Rohr *k* einsetzt, an welches sich die am Ende nach einer Kugelfläche abgedrehte Düse anschliesst; die letztere behält dabei ihre freie Beweglichkeit. Eine für gewöhnlich mit einem Glasdeckel verschlossene Oeffnung *o* gestattet den Einblick in das Ofengestell und die Reinigung der Düsenmündung.

Gemauerte Leitungen. Gemauerte Windleitungen können in Form von überwölbten Kanälen für geringere Spannungen verwendet und aus Ziegeln mit einem Cement-Ueberzuge an der Innenseite hergestellt werden. Sie dürften jedoch wegen geringerer Dichtigkeit nur wenig in Anwendung sein.

Bei der Saline zu Hall in Tyrol wurde durch Rochelt eine Windleitung aus Cementröhren von der durch Fig. 251 und 252 dargestellten Form*) ausgeführt. Die einzelnen Rohrstücke besitzen 1·3^m Länge, 0·8^m Höhe und 0·56^m grösste Weite bei 8 Cent. Wandstärke; jedes ist aus einem Ober- und einem Untertheil zusammengesetzt. Die Leitung wurde ohne Fundament in das Erdreich versenkt, die Fugen sorgfältig mit Cementmörtel abgedichtet. Unter den lokalen Verhältnissen, bei der guten Qualität und dem geringen Preise des Cementes, sowie dem guten Baugrund, welcher eine Untermauerung entbehrlich machte, erwies sich diese Windleitung als vollkommen entsprechend.

Leitungen aus Asphaltpapier. Röhren aus asphaltirtem Papier wurden durch längere Zeit im Pfannhause zu Hall zur Zufriedenheit gebraucht.**) Sie sind leicht, billig und verhältnissmässig dauerhaft, eignen sich jedoch selbstverständlich nur für kalte Luft.

In England sind diese Röhren mehrfach in Verwendung. Sie werden auf folgende Weise hergestellt.***) Man zieht sehr festes, aus alten

*) Erfahrungen 1871, S. 20.

**) Oesterr. Zeitschrift für Berg- u. Hüttenwesen 1865, S. 134.

***) Asphaltröhren und ihre Verbindungen. Von H. Ludewig, Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1867, 11. Bd., S. 527.

Schiffstauen erzeugtes endloses Papier durch geschmolzenen Asphalt und rollt dasselbe auf einer rotirenden Walze so lange auf, bis die genügende Wandstärke erreicht ist; das Papier wird dabei zugleich von einem zweiten an den ersten constant angedrückten Cylinder comprimirt. Hierauf bestreicht man das Rohr innen mit Firniss und aussen mit Asphaltlack, der mit Kiessand gemischt ist. Die Verbindung erfolgt mittelst aufgeschobener Rohrmuffe, deren Zwischenraum gegen das Rohr mit heissem Asphaltmastix ausgegossen wird, indem man zuerst den Muff an beiden Enden mit Lehm verschmiert und dann durch eine im Lehm gelassene Oeffnung die Ausfüllungsmasse eingiesst.

Eine für grösseren Druck geeignete Verbindung ist durch Fig. 202 dargestellt. Ueber den Stoss der Röhren wird der eiserne an beiden Enden erweiterte Cylinder *a* gesteckt, an diesen schiebt man zwei Kautschukringe, deren Querschnitt ein Dreieck ist, welches mit der Basis am Rohrumfang liegt; die Kautschukringe werden nun durch zwei gusseiserne Flantschen *m*, deren Ansicht Fig. 203 zeigt, und durch Schrauben gegen und in den Cylinder *a* gepresst. Dabei können die Richtungen der Rohre auch etwas divergiren, daher schwach gekrümmte Leitungen mittelst gerader Rohre hergestellt werden.

Bei scharfen Krümmungen sind gusseiserne Knierohre nothwendig, deren Verbindung mit den Asphaltröhren ähnlich wie die der letzteren unter sich erfolgt; der Cylinder *a* ist dabei nebst einer der Flantschen *m* an das Knierohr angegossen.

C. Sonstige Gebläse.

Oszillirende Cylindergebläse.

Die in Steiermark unter dem Namen Wackler bekannten oszillirenden Cylindergebläse unterscheiden sich von den gewöhnlichen ebenso, wie die oszillirenden Dampfmaschinen von den übrigen, und zwar dadurch, dass der Cylinder um zwei in der Mitte angegossene oder angeschraubte Zapfen drehbar ist, welche in Lagern ruhen. Der Betrieb erfolgt durch eine Kurbelwelle; die Schubstange fällt weg, und die Kolbenstange kann direkt mit der Kurbel verbunden werden. Die Anordnung ist daher etwas einfacher als die gewöhnliche; da bei derselben die Arbeit der Kraftmaschine durch eine Kurbelwelle übertragen wird, so ist sie vorzüglich bei Wasserradgebläsen, im Ganzen jedoch selten in Verwendung. Die schaukelnde Bewegung des Cylinders erschwert die Fundirung, ist

dem Bestande des Gebläses nachtheilig und lässt nur eine geringe Kolbengeschwindigkeit zu.

Fig. 195 stellt ein solches Gebläse im Vertikalschnitte dar. *c* ist der Cylinder, um die Zapfen *z* drehbar, deren Lager von einem hölzernen Gerüste unterstützt sind; *o* die Betriebswelle, mit der Kurbel *n* versehen, an deren Zapfen sich unmittelbar die Kolbenstange *s* anschliesst. Die Cylinderdeckel sind wie gewöhnlich mit Saug- und Druckventilen versehen, am Windsammlungskasten *k* befindet sich ein kurzes Ansatzrohr *w*, dessen Axe in die verlängerte Drehungsaxe des Cylinders fällt. Das Rohr *w*, welches sammt dem Kasten *k* und dem Cylinder oszillirt, wird mit der festen Windleitung in bewegliche Verbindung gebracht. Man verwendet dazu einen Lederschlauch, dessen Biegsamkeit eine gewisse Drehung gestattet, oder lässt das Rohr *w* in eine am Ende der Windleitung befindliche Stopfbüchse eintauchen. Um die Ausreibung der Stopfbüchse der Kolbenstange zu vermindern, wird letztere durch die mit Lagerschalen versehene Hülse *p* geführt, welche sich in der Mitte eines an den Cylinderflantschen festgeschraubten Bügels befindet.

In späterer Zeit wurde auf den Werken der Gesellschaft „Union" bei Judenburg ein oszillirendes Gebläse, das nach Art der Bessemergebläse mit Ringventilen aus Kautschuk versehen ist, und bei welchem die Führung *p*, Fig. 195, der Kolbenstange fehlt, aufgestellt. Der Kolben hat 0·63^m Hub und sollte mit 0·84^m Geschwindigkeit arbeiten, welche sich jedoch beim Betriebe als zu gross erwies.

Kastengebläse.

Prinzip. Das Kastengebläse besteht aus einem hölzernen, unten offenen Kasten *A*, Fig. 208, von quadratischem oder rechteckigem Querschnitte, worin sich ein Kolben *K* auf- und niederbewegt. Am Kolben befinden sich Saugventile *s*, am Obertheil oder am Deckel des Kastens Druckventile *d*, von einem Gehäuse umgeben, welches den Anfang der Windleitung bildet. Beim Niedergange des Kolbens füllt sich der Raum ober demselben mit Luft, welche durch *s* einströmt und beim Aufgange durch *d* ausgeblasen wird. Die Kastengebläse sind in der Regel, wie Fig. 208 andeutet, einfachwirkend.

Berechnung. Die Berechnung der Kastengebläse erfolgt wie die der Cylindergebläse, und man findet in gleicher Art wie bei diesen unter Berücksichtigung des Umstandes, dass auf jede Füllung des Kastens ein Kolbenweg gleich der doppelten Hubhöhe entfällt,

$$O = \frac{M_s}{30 \varphi v} \text{ und } n = 30 \frac{v}{s},$$

wobei O die Kolbenfläche, M_s die pr. Minute zu liefernde, auf atmosphärische Spannung und Temperatur reduzirte Windmenge, φ den Windeffekt, v die Kolbengeschwindigkeit, n die Zahl Kastenfüllungen pr. Minute und s den Kolbenhub bedeuten. Für doppeltwirkende Kastengebläse gelten die gleichen Formeln, wie für ebensolche Cylindergebläse.

Was die in den Werthen von n und O erscheinenden Grössen betrifft, so kann der Windeffekt $\varphi = 0{\cdot}6$, die Geschwindigkeit v zu $0{\cdot}6$ bis $0{\cdot}8^m$, der Hub s zu $^2/_3$ der Seite des gewöhnlich quadratischen Kastens angenommen werden.

Der Kastenquerschnitt ist am besten quadratisch zu formen, weil dabei die Länge des Kolbenumfanges am geringsten wird. Die Seitenlänge soll nicht mehr als 2^m betragen, da die Kastenwände sonst wegen des Winddruckes eine bedeutende Stärke erfordern; bei grösserer Windmenge findet man daher 2 bis 4 Kästen angeordnet, wodurch auch die Windlieferung gleichförmiger wird. Anderseits macht man die Seitenlänge nicht gerne kleiner als 1^m, weil sonst Reibung und Luftverlust am Kolben-Umfange verhältnissmässig grösser werden.

Der Wirkungsgrad kann bei den geringen vorkommenden Pressungen gleich $0{\cdot}6$ gesetzt werden.

Construktion. Der Kolben der Kastengebläse wird aus zwei kreuzweise gelegten Schichten von hölzernen Bohlen hergestellt, die gleichfalls hölzerne Kolbenstange durch Streben mit demselben verbunden. Als Liederung wurden früher durch Federn angedrückte Holzleisten, später ein Lederstulp a, Fig. 216, benützt, welcher durch einen mit Rosshaaren gefüllten Leinwandschlauch s, Holzleisten l und Schrauben befestigt ist; die Liederung kommt nur beim Aufgange des Kolbens zur Wirkung und wird durch die verdichtete Gebläseluft angedrückt. Der Kolben enthält 1 oder 2 wie bei Lederbälgen construirte Saugventile; ebenso sind auch die Druckventile ausgeführt.

Der Kasten besteht aus 5 bis 10 Cent. starken Bohlen; die Innenwände desselben werden durch Graphitiren glatt und dauerhaft gemacht. Zu dem Ende hobelt man die Bohlen an der entsprechenden Seite etwas ab, um die gröbsten Unebenheiten zu entfernen, und bestreicht sie mehrmals mit einer Mischung von Graphitpulver und aufgelöstem Leim. Jeder Anstrich muss trocknen, bevor man den neuen aufträgt, nach je 3 bis 4 Anstrichen wird der Ueberzug mit Bimsstein glatt gerieben, was auch zuletzt erfolgt. Die volle Glättung stellt sich während des Gebläsebetriebes von selbst ein. Die Graphitkruste dauert mehrere Jahre.

Anordnung. Bei dieser ist besonders auf den Umstand zu achten, dass beim Kolbenaufgange die Spannung der verdichteten Luft den Deckel zu heben sucht. Die zweckmässigste Anordnung zeigt Fig. 224 im Längenschnitte, Fig. 225 in der Seitenansicht. Die Kästen bestehen aus 4 Querwänden *q*, in Fig. 224 durchschnitten, und aus 2 Längenwänden, die den Raum beider Kästen gemeinschaftlich begrenzen. Zur Verbindung dienen Schrauben, welche durch die Querwände horizontal durchgezogen sind. Diese Verbindung ist nicht nur solider als die durch Verzinkung, sondern sie gestattet auch die leichte Abnahme einer Längenwand, um behufs einer Reparatur ins Innere der Kästen zu gelangen.

Die Kästen sind in einen horizontalen aus Balken gebildeten Rahmen *r* eingelassen. Auch der Deckel ist beiden Kästen gemeinschaftlich und wird mittelst aufgelegter Balken *b* und Schrauben gegen den Rahmen *r* befestigt; um zu hindern, dass letzterer sammt den Kästen abgehoben werde, müssen die Säulen *s* in den Rahmen *r* eingekeilt werden. Sicherer ist es, den Rahmen *r* durch Schrauben mit dem Untertheile des Gerüstes oder dem Fundamente zu verankern.

Die Druckventile sind in einer Reihe neben einander am oberen Rande jedes Kastens angebracht. Der allseitig abgeschlossene Raum *w* zwischen beiden Kästen bietet den einfachsten Windsammlungskasten, in den die Windleitung *l* mündet. Dabei kann sich allerdings der Kolben nur bis zu einem gewissen Abstande vom Deckel bewegen, es ist daher ein bedeutender schädlicher Raum vorhanden, der sich jedoch vermindern lässt, indem man den Kolben, ausgenommen an der Seite, wo sich die Druckventile befinden, aufsattelt.

Bewegungsmechanismus. Bei einfachwirkenden Gebläsen ist blos zum Kolbenaufgange Kraft erforderlich, der Niedergang erfolgt durch das Eigengewicht der bewegten Theile und muss nach Umständen durch Gegengewichte verzögert werden. Deshalb können statt der Kurbel einfachere Mechanismen zur Bewegung der Kolbenstange verwendet werden, und zwar benützt man bei Kastengebläsen exzentrische Scheiben und halbverzahnte Räder.

Die Bewegung mit exzentrischen Scheiben, Wellfüssen, zeigt Fig. 234. Darin ist *w* eine von der Kraftmaschine getriebene Welle, auf der so viele gusseiserne Wellfüsse *h* befestigt werden, als Kolben zu bewegen sind. Das Ende der Kolbenstange *k* ist mit einer Friktionsrolle *r* versehen, welche auf dem Wellfusse *h* ruht, daher sammt Stange *k* und Kolben auf- und niedergeht, wenn die Welle *w* sich dreht.

Die Stange *f*, welche mit der festen Säule *s* und mit der Kolbenstange *k* drehbar verbunden ist, erhält die letztere in annähernd

vertikaler Bewegung. Der Niedergang wird durch einen mit Gegengewichten beschwerten, an der Kolbenstange *k* befestigten Hebel verzögert. Die Welle ist auf demselben Gerüste gelagert, welches die Gebläsekästen stützt.

In Fig. 235 ist die Bewegung mit halbverzahntem Rade skizzirt. Die Wasserradwelle *W* treibt mittelst Zahnräder-Umsetzung die Welle *w*, auf welcher für jeden zu bewegenden Kolben ein halbverzahntes Rad befestigt ist. Dasselbe greift in ein am Hebel *h* befestigtes Zahnsegment. Am anderen Ende des Hebels *h* ist ein Krümmling *a* angebracht, von dem eine Kette zu dem hölzernen Querstücke *q* hinabläuft, welches die Enden der aus zwei Pfosten *k* bestehenden Kolbenstange verbindet. Bei jeder Umdrehung der Welle *w* findet eine Zeitlang Eingriff der Zähne, daher Hebung des Kolbens statt; hört der Eingriff auf, so geht der Kolben nieder, und es kann diese Bewegung durch Gegengewichte verzögert werden, die man am Hebel *h* anbringt. Auch begrenzt man den Niedergang der Kolbenstange durch ein untergelegtes elastisches Kissen.

Sind zwei Gebläsekästen vorhanden, so wendet man wirklich halbverzahnte Räder an, und verstellt dieselben um 180°, damit stets ein Kolben blase, während der andere saugt. Hat man drei Kästen, so werden drei um 120° verstellte Räder angeordnet, welche auf $^2/_3$ des Umfanges verzahnt sind; dabei wird stets aus 2 Kästen geblasen, während der dritte saugt; der Kolbeniedergang muss dabei doppelt so schnell erfolgen als der Aufgang. Auch wenn blos 2 Kästen vorhanden sind, lassen sich die beschriebenen Mechanismen so einrichten, dass das Ausblasen länger als das Saugen dauert, mithin jeder Kasten zu blasen anfängt, bevor der andere damit aufgehört hat. Hierdurch ist die Unterbrechung des Windstromes vermieden.

Anwendung der Kastengebläse. Die Kastengebläse stehen an Wirkungsgrad hinter den Cylindergebläsen zurück, sie verursachen häufigere Reparaturen und sind für Pressungen über 5 Cent. Quecksilber nicht geeignet, weil sonst die Windverluste zu gross werden. Daher sind dieselben grossentheils ausser Gebrauch gekommen. Doch können noch immer Umstände eintreten, unter welchen sie mit Vortheil anzuwenden sind, namentlich in holz- und wasserreichen Gegenden, wo ihre Anlagekosten gering sind, und der Ueberfluss an Betriebswasser auf einen hohen Wirkungsgrad nicht besonders reflektiren lässt.

Rotirende Kolbenmaschinen.

Unter dieser Benennung sind diejenigen Gebläse zu verstehen, bei welchen die Kolben eine drehende statt der hin- und hergehenden Bewegung besitzen. Dieselben zeigen gegen die anderen Kolbengebläse den Vortheil, dass sie keine Ventile enthalten, welche letzteren der Abnützung ausgesetzt sind und sonstige bei den Cylindergebläsen erwähnte Uebelstände hervorrufen; auch fällt der schädliche Raum weg. Im Vergleich zu den Centrifugalventilatoren spricht es zu ihren Gunsten, dass die hervorzurufende Pressung von der Umgangszahl unabhängig ist. Dagegen steigt mit der Pressung die Schwierigkeit, eine gute Dichtung herzustellen, dann der Effektsverlust durch Rückströmung der Luft, ferner ist es hier ein grösseres zu lieferndes Luftvolum, welches entweder grosse Dimensionen oder eine beträchtliche Umgangszahl erfordert. Die letztere bringt dieselben Nachtheile wie bei Centrifugalventilatoren hervor, und bei grossen Dimensionen ist wieder der dichte Schluss schwer herzustellen und zu erhalten.

Prinzip des Ventilators von Roots (Roots-Blower). Dieser Ventilator gehört zu einer Gruppe von Apparaten, welche auch Kapselräder genannt werden*). Nach der Skizze Fig. 259 besteht derselbe aus zwei Kolben *a b*, welche in einem Gehäuse dicht anschliessend in der Richtung der Pfeile mit gleicher Geschwindigkeit rotiren, und so geformt sind, dass sie mit einander stets in Berührung verbleiben. Das Gehäuse besitzt einerseits eine Oeffnung *s*, durch welche die Luft eintritt, anderseits schliesst sich die Windleitung *d* an. Bei jeder Umdrehung führ jeder Kolben zwei Luftvolume *m b n p* von *s* nach *d*.

Verzeichnung der Räder. Da beide Kolben mit gleicher Geschwindigkeit rotiren und wegen dichten Schlusses stets mit einander in Berührung bleiben sollen, so ist, wenn die Form einer von den sich berührenden Flächen gewählt wird, die der anderen nach den Regeln der allgemeinen Verzahnung zu bestimmen. Die Endstücke der Kolben werden kreisförmig begrenzt angenommen, die ganze Form ergibt sich auf folgende Art. Man trägt, Fig. 263, die Länge *C D* gleich dem unten zu berechnenden Halbmesser des Kolbens auf, und macht *B D* gleich der Hälfte *B F* der geringsten Stärke desselben, welche mit Rücksicht auf die durchgehende Axe und die Naben gross genug zu nehmen ist. Nun sind *B* und *C* die Mittelpunkte der beiden Kolben; die unter 45°

*) Vergl. Reuleaux, über Kapselräder; Dingler's polyt. Journal 1868, 189. Bd., S. 440; v. Hauer's „Ventilationsmaschinen der Bergwerke".

geneigten Linien BH und CE deren Mittellinien. Man trägt ferner $CE = CD$ gleich dem Kolbenhalbmesser auf, halbirt in A die Länge BC, bestimmt den Punkt O, welcher in der Linie CE liegt und von A und E gleich weit absteht und zieht aus O den Kreisbogen AEK, welcher die Begrenzung des Kolbenendes darstellt. Ebenso wird der Kreisbogen AH als Begrenzung des zweiten Kolbenprofiles verzeichnet.

Die Fortsetzung AF ergibt sich, indem man aus den Mittelpunkten B und C durch A die beiden Theilkreise zieht, auf beiden beliebig lange Stücke $Aa = Aa_1$, $Ab = Ab_1$ u. s. w. aufträgt, durch die Punkte $a_1\ b_1\ c_1 \ldots$ Radien des Kreises AE zieht, und mit den zwischen $a_1\ b_1\ c_1 \ldots$ und dem Kreise AE gelegenen Längen dieser Radien von den Punkten $a\ b\ c \ldots$ aus Bögen beschreibt. Die Curve AF, welche alle diese Bögen berührt, ist die gesuchte Begrenzung des Kolbens.

Da die Wellen der beiden Kolben durch Zahnräder gekuppelt sind, so ist es gerathen, die wirkliche Begrenzung der Kolben etwas innerhalb der genau verzeichneten anzunehmen, damit nicht bei ungenauer Ausführung oder Abnützung der Zahnräder Klemmungen entstehen. Die anzuwendende consistente Schmiere bewirkt dessen ungeachtet einen dichten Schluss.

Berechnung. Es seien M_s die pr. Minute zu liefernde, auf atmosphärische Spannung und Temperatur reduzirte Windmenge, $R = CE$ Fig. 263 der Kolbenhalbmesser, b die parallel zur Axe gemessene Breite, n die Zahl Umgänge pr. Minute, φ der Windeffekt. Bei jeder Umdrehung wird durch jede Kolbenhälfte ein Volum Luft von der Länge b und dem Querschnitt

$$2F = AHGJ = 2\,(BGJ - BAF + AGH)$$

aufgenommen. Setzt man annäherd

$$BAF = AGH,$$

so wird der obige Querschnitt gleich

$$2\,BGJ = \frac{1}{4}\,R^2\,\pi,$$

in Wirklichkeit ist derselbe etwas grösser, da

$$AGH > BAF \text{ ist.}$$

Mithin ergibt sich

$$M_s = 4 \cdot \frac{1}{4}\,R^2\,\pi\,b\,n\,\varphi = \pi\,\varphi\,n\,b\,R^2 = \pi\,\varphi\,n\,\frac{b}{R}\,R^3$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{M_s}{\pi\,\varphi\,n}\,\frac{R}{b}}.$$

Der Windeffekt φ wurde durch Geiser bei einem zu Neuberg aufgestellten Ventilator dieser Art zu 0·56 bestimmt*); da oben das angesaugte Luftvolum zu gering in die Rechnung eingeführt wurde, kann man etwa $\varphi = 0{\cdot}6$ nehmen. Das Verhältniss des Halbmessers R zur Breite b soll nicht zu klein, d. h. letztere soll nicht zu gross sein, weil sonst der dichte Schluss und gute gegenseitige Eingriff beider Kolben erschwert ist. In der Ausführung findet man

$$\frac{R}{b} = 0{\cdot}3 \text{ bis } 0{\cdot}5.$$

Nimmt man den Werth 0·4, und setzt denselben, sowie $\varphi = 0{\cdot}6$ in der Gleichung für R ein, so erhält man

$$R = 0{\cdot}6 \sqrt[3]{\frac{M_s}{n}}.$$

Die Zahl der Umdrehungen n pr. Minute beträgt 200 bis 500; die Ventilatoren werden für Windmengen von 1·5 bis 200 Kubikmeter pr. Minute ausgeführt. Je grösser die Windmenge, desto kleiner nimmt man die Tourenzahl. Die erreichbare Pressung beträgt bei Kolben mit Holzüberzug und Anwendung von Schmiere bis 5 Cent. Quecksilber.

Ueber den Wirkungsgrad liegen keine näheren Daten vor, doch soll derselbe bedeutend grösser als bei Centrifugalventilatoren sein. Nachtheilig wirkt auf die Leistung das Zurückströmen der Luft. Wenn die Bewegung des Kolbens b Fig. 259 so weit vorgeschritten ist, dass der Raum $mbnp$ mit d in Communication tritt, so strömt aus d so lange Luft in den genannten Raum, bis dort die atmosphärische Spannung auf die der Windleitung gestiegen ist; es geht mithin die zur Fortschiebung dieses zurückströmenden Quantums früher aufgewendete Arbeit verloren; von derselben wird jedoch ein Antheil wieder zur Compression des Luftvolums $mbnp$ verwerthet und nur der Rest ist als Arbeitsverlust zu betrachten.

Construktion. Das Gehäuse besteht meist aus zwei ebenen Stirn- und zwei halbcylindrischen Seitenplatten, welcher letzteren oben und unten eine Oeffnung für den Ein- und Austritt der Luft frei lassen. An den Stirnplatten sind Stopfbüchsenlager für die durchgehenden Axen angebracht und Füsse angegossen, mittelst welcher der Apparat am Fundament festgeschraubt wird. Die Kolben sind ganz aus Holz oder aus eisernen Rahmen mit einer Holzhülle hergestellt.

Gewöhnlich werden an beiden Axenenden Räderpaare zur Kuppelung, dann an jeder Axe eine Riemenscheibe, an entgegengesetzten Seiten

*) „Erfahrungen" 1869, S. 14.

des Apparates, befestigt, um eine möglichst gleichförmige Drehung zu bewirken, da sonst der Eingriff der Kolben durch Verwindung der Axen leiden könnte.

Das Gehäuse wird auch aus zwei durch horizontale Flantschen verbundenen Theilen, welche oben und unten Oeffnungen besitzen, zusammengesetzt.

Schmiere. Es ist wichtig, dass die Schmiere die entsprechende Beschaffenheit besitze. Sie muss insbesondere consistent sein, um nicht abzulaufen. Als Composition wird angegeben: 6 Gewichtstheile Talg, 6 Th. Gips (Plaster of Paris), 3 Th. Wachs und 1 Th. Graphit (Black Lead)*); diese Ingedrienzien werden geschmolzen, gut gemischt und in abgekühltem Zustand aufgestrichen. Mitunter bleibt der Gyps weg oder wird nur Talg mit etwas Wachs genommen.

Die Schmiere wird von der Luftsaugeöffnung aus mittelst Bürsten aufgetragen; es soll nicht zuviel davon angewendet werden, da sie sich sonst ballt und zwischen den Kolben klemmt.

Beispiele für die Ausführung. Fig. 253 und 252 zeigen einen Roots'schen Ventilator**) im Längenschnitt, zum Theil in der Ansicht, und im Querschnitt; *a a* sind die halbcylindrischen und *b b* die ebenen Platten des Gehäuses, *c* Füsse, mittelst welcher der Apparat am Fundament festgeschraubt wird. Die freien Oeffnungen zwischen den Halbcylindern des Gehäuses dienen zum Ansaugen und Ausblasen der Luft; in der oberen Oeffnung, durch welche gesaugt wird, ist ein Kasten *l* aus gelochtem Zinkblech befestigt, der das Eintreten fremder Körper verhütet und mit einer Holztafel bedeckt ist. Unten schliesst sich an die Halbcylinder *a a* eine Platte mit runder Oeffnung und einem angegossenen Rohrstutzen *r*, und an diesen die Windleitung. Die Kolben *k* bestehen aus je einem Holzblock; an beiden Enden derselben sind schmiedeeiserne Platten *p* eingelassen, welche eine zum Aufkeilen auf der Welle dienende Nabe besitzen. Die nächst den Riemenscheiben *s s* befindlichen Lager sind nach Fig. 254 hergestellt, wobei *b* die Schlussplatte des Gehäuses, *n* die Lagerschale und *m* den Stopfbüchsendeckel bedeutet, welcher mittelst Muttergewinde auf den Stopfbüchsentopf aufgedreht ist. Da die Lagerschale *n* durch einen radialen Schnitt in zwei etwas von einander abstehende Hälften getheilt und aussen, sowie *m* innen, conisch geformt ist, kann durch Nachdrehen von *m* die Lagerschale stets mit der Axe in Berührung erhalten werden. Die Schmiere wird durch *o* eingegossen. Die beiden anderen Lager sind nach Fig. 253 geformt, die Axe, um gut gestützt zu

*) Uhland's Maschinen-Construkteur 1870, 3. Bd., S. 341.

**) Ebendaselbst.

bleiben, mit einem Bund versehen, der auf der Innenfläche des Stopfbüchsentopfes läuft.

Die Ventilatorwellen sind an beiden Enden durch Räderpaare z gekuppelt, desgleichen ist an jeder Welle eine Riemenscheibe r zum Antrieb befestigt. Diese Räder und Scheiben sind in Holzgehäusen eingeschlossen.

Bei anderen Roots'schen Gebläsen, wie bei dem in Neuberg*) bestehen die Kolben nach Fig. 264 und 265 aus je drei auf der Welle aufgekeilten gusseisernen Rahmen, an welchen eine Verschalung aus Lindenholz befestigt ist. Der Antrieb und die Kuppelung erfolgt auf die gleiche Art wie früher. Diese Construction passt für grössere Dimensionen.

Roots-Blower ohne Schmiere. Um die Schmiere und die Uebelstände, welche dieselbe herbeiführt, zu vermeiden, hat man die Roots-Blower ganz aus Eisen, ohne Holzüberzug, und zwar in der durch Fig. 261 dargestellten Form ausgeführt, wobei ein dichter Anschluss leicht herstellbar ist, da man es nur mit cylindrischen Flächen zu thun hat. Als Nachtheil dieser Form ist jedoch zu bezeichnen, dass nicht nur eine Rückströmung von Luft aus der Windleitung in das Gehäuse, sondern auch aus letzterem in die äussere Luft stattfindet. Bei jeder Umdrehung wird nämlich von jeder Hälfte der beiden Kolben ein Volum *a b c d* comprimirter Luft nach aussen zurückgeführt, und geht mithin die Compressionsarbeit für dieses Quantum verloren (die Verschiebungsarbeit wird durch den im Sinne der Bewegung wirkenden Ueberdruck der in *a b c d* eingeschlossenen gegen die äussere Luft zurückgegeben). Man ist daher wieder zu den hölzernen mit Schmiere versehenen Kolben zurückgekommen.

Anwendung der Roots'schen Ventilatoren. Da diese Maschinen für hohe Pressung nicht geeignet sind, kommen sie meist bei Kupolöfen, Schmiedfeuern u. s. w. zur Benützung. Neben den sonstigen Vorzügen der rotirenden Kolbenmaschinen zeigen sie eine sehr einfache Construction und haben daher in neuerer Zeit starke Verbreitung gefunden.

Die Aufstellung soll an einem trockenen Orte stattfinden, damit das Holz der Kolben durch Feuchtigkeit nicht aufquelle, auch ist Hitze zu vermeiden, welche die Schmiere zum Schmelzen bringt.

Andere Arten rotirender Kolbenmaschinen. Als Hüttengebläse dieser Gattung kommen noch zu erwähnen: Baker's Ventilator**), der aus einem rotirenden Kolben und zwei ebenfalls sich drehenden Theilen,

---

*) Beschrieben von Geiser in den „Erfahrungen" 1869, S. 14.

**) Dingler's polyt. Journal 1874, 212. Band, S. 384.

welche den Abschluss bewirken, besteht, wodurch die sonst sinnreiche Construction complicirter wird; ferner Mackenzie's*) Gebläsemaschine, welche ähnlich dem Lemielle'schen Ventilator construirt ist.

Bälge.

Lederner Spitzbalg. Ein lederner, in Falten gelegter Mantel umschliesst luftdicht den Raum zwischen zwei hölzernen Tafeln Fig. 212, von welchen die eine A fest, die andere B um ein Charnier C drehbar ist, und durch eine bei D angreifende Kraft in auf- und niedergehende Bewegung versetzt wird; v ist ein Ventil, welches sich blos gegen das Innere dieses Raumes öffnet, E ein Kanal, an den sich die Düse anschliesst. Wird die obere Tafel B, welche hier als Kolben wirkt, aufwärts bewegt, so vergrössert sich der Raum des Balges, die Luft darin wird verdünnt, und es strömt äussere Luft sowohl durch E als durch das Ventil v ein, welches der atmosphärische Druck öffnet. Geht B abwärts, so fällt die Klappe v zu, die Luft im Blasbalge wird verdichtet und tritt durch die Düse aus. Soll durch letztere keine Luft einströmen, so bringt man im Kanal E ein Ventil an, welches sich blos nach aussen öffnet.

Dimensionen der Spitzbälge. Um diese zu bestimmen, müssen die Windmenge M_s von atmosphärischer Spannung, welche der Balg pr. Minute liefern soll, und der Windeffekt φ gegeben sein. Das Volum Luft, welches bei jedem Auf- und Niedergange gesaugt wird, ist nahezu ein Rotationskörper, welcher durch Umdrehung der Fläche von B um die Axe C entsteht, und kann daher dem Produkte aus der erzeugenden Fläche und dem von ihrem Schwerpunkte beschriebenen Wege gleichgesetzt werden. Sei s, Fig. 212, dieser Weg, l die Länge, a die grössere und b die kleinere Breite der Trapezfläche von B, ferner n die Zahl Füllungen des Balges pr. Minute, so ist

$$\frac{a+b}{2} l s$$

das bei einem Doppelhube und

$$n \frac{a+b}{2} l s$$

das pr. Minute angesaugte Volum, mithin die pr. Minute ausgeblasene Luftmenge

$$M_s = \varphi n \frac{a+b}{2} l s.$$

*) Dingler's polyt. Journal 1875, 215. Bd, S. 100.

Dabei bedeutet n zugleich die Anzahl Doppelhube des Kolbens pr. Minute. Sei ferner v die mittlere Geschwindigkeit des Schwerpunktes, so ist der Weg, den derselbe in der Minute beschreibt,

$$n \cdot 2s = 60v;$$

bestimmt man aus dieser Gleichung n und substituirt den Werth in den Ausdruck für M_s, so erhält man

$$n = 30 \frac{v}{s}$$

$$M_s = 15 \varphi v (a + b) l.$$

Der Windeffekt φ kann gleich 0·4 gesetzt werden; die Geschwindigkeit v ist gering, mit 0·3 bis 0·6 Meter zu nehmen, um den Windverlust herabzusetzen, welcher durch langsamen Schluss der Ventile entsteht (worüber das Nähere bei Cylindergebläsen). Die Höhe s kann bei den gebräuchlichen Mechanismen zur Bewegung des Kolbens ein gewisses Maass nicht überschreiten; die Länge b soll gering sein, um dadurch eine kurze Drehungsaxe C, Fig. 212, zu erhalten, was deshalb von Vortheil ist, weil der Blasbalg an dieser Stelle viel Luft verliert; nimmt man a klein, so wird der Blasbalg zu lang. Im Uebrigen ist die Länge von a und b ziemlich gleichgültig. Man kann nach Weisbach die drei Dimensionen s, a und b der Länge l proportional, und zwar:

$$s = \frac{l}{5} \text{ bis } \frac{l}{8}; \; a = \frac{l}{3}; \; b = \frac{2}{15} \; l$$

setzen. Führt man diese Werthe in die obige Gleichung für M_s ein, so lässt sich aus derselben l berechnen und sonach s, a, b und n bestimmen. Bei den angegebenen Werthen von a und b liegt der Schwerpunkt des Trapezes in der Entfernung $^3/_7 \, l$ von der Grundlinie a.

Der Querschnitt der Ventile soll nicht kleiner als $^1/_{12}$ bis $^1/_{15}$ der Trapezfläche sein.

Der Wirkungsgrad kann etwa gleich 0·4 angenommen werden.

Regulator. Der in Fig. 212 skizzirte Balg ist einfachwirkend, da derselbe nur beim Zusammendrücken Luft ausbläst. Um, wie es für hüttenmännische Zwecke nothwendig ist, einen continuirlichen Luftstrom zu erhalten, lässt man die Luft vom Balge aus, bevor sie zur Düse gelangt, in einen Regulator treten, der ebenfalls mit ledernen Wänden ausgeführt wird.

Von den Regulatoren überhaupt war bei Cylindergebläsen die Rede. Hier mag nur bemerkt werden, dass der Fassungsraum derselben bei Lederbälgen zur Vermeidung unbequemer Dimensionen nicht mehr als das 2- bis 4fache Volum des gefüllten Balges beträgt. Oft stellt man zwei Bälge neben einander, deren Kolben entgegengesetzt bewegt werden, so dass der eine saugt, während der andere bläst; am gleichförmigsten

ist die Windlieferung bei den doppeltwirkenden Bälgen mit Regulator, welche jedoch als zu complicirt wenig im Gebrauch sind.

Construktion. Fig. 211 zeigt das Detail eines grösseren einfach wirkenden Lederbalges mit Regulator. Dabei ist *a* ein fester Holzboden, mit dem Druckventil *d* versehen, und in den hölzernen Balgenkopf *b* eingelassen; *k* der Kolben, mit dem Balgenkopfe *b* durch ein Charnier verbunden, *s* das Saugventil; *c* die Düse; *R* der Regulator, ganz wie der Lederbalg selbst angefertigt und mit einem am Balgenkopfe beweglichen Deckel versehen, der mit Gewichten *g* beschwert wird. Beim Aufgange des Kolbens strömt Luft durch das Druckventil *d* in den Regulator *R* und aus diesem zur Düse; der Abfluss ist jedoch geringer als der Zufluss, daher mit dem Kolben *k* zugleich der Deckel des Regulators aufsteigt. Geht nun der Kolben nieder, so schliesst sich *d*, die Ausströmung von Luft dauert jedoch fort, weil die Gewichte *g* den Deckel des Regulators niederdrücken. Es ist einleuchtend, dass Spannung und Windmenge von der Grösse der Gewichte *g* abhängen; dass sie insbesondere zunehmen, wenn man mehr Gewichte auflegt und gleichzeitig die Betriebskraft verstärkt.

Das Leder, welches die Umhüllung bildet, schliesst sich an die vertikalen Ränder von *k*, *a*, Fig. 211, und dem Regulatordeckel, dann an die Seitenwände des Kopfes *b*, und wird an diesen Stellen durch aufgelegte Leisten und in geringen Entfernungen eingeschlagene breitköpfige Nägel befestigt. Am leichtesten tritt Luftverlust bei den Charnieren ein; man bedeckt dieselben mit Wolle und legt darauf breite Lederstreifen, die beiderseits von den Charnieren festgenagelt werden. Damit das Leder sich stets in die gleichen Falten lege, bringt man an den Kanten derselben aussen, zuweilen auch innen, leichte Holzleisten *l* an, welche den Balg auf drei Seiten einfassen.

Die Düse *c* ist aus Blech und wird in eine Bohrung des Balgenkopfes eingekeilt, daher man letzteren mit eisernen Ringen armirt.

Die Ventile sind Klappenventile. Sie bestehen aus einem oder, um das Werfen zu hindern, aus zwei mit gekreuzter Faserrichtung auf einander geleimten Brettchen *b*, Fig. 213, von zusammen 1·3 bis 2·6 Cent. Dicke, welche die Ventilöffnung nach allen Seiten um 1·3 bis 2 Cent. übergreifen. Die Unterfläche des Ventils wird, soweit sie die Unterlage berührt, mit Filz oder rauhem Schaffell bekleidet, um dichten Schluss zu erzielen. Das Charnier bildet ein Lederstreif *l*, der einerseits an die Unterlage, anderseits an das Brettchen *b* nach dessen ganzer Länge festgenagelt wird. Um ein Ueberschlagen des Ventils zu hindern, und überhaupt dessen Hubhöhe zu begrenzen, dient der Lederriemen *f*, welcher durch einen Holzstift *g* befestigt, daher beliebig stellbar ist.

Die Befestigung des mittleren Bodens *a*, Fig. 211, geschieht am einfachsten durch zwei eiserne Zapfen, welche nahe der Rückwand des Balges beiderseits an *a* befestigt und in zwei Holzsäulen gelagert sind; das vordere Ende oder der Balgenkopf liegt frei auf dem Boden der Maueröffnung, worin sich die Düse befindet.

Die Bewegung des Kolbens *k* erfolgt entweder durch eine Kraftmaschine, meist ein Wasserrad, dessen Welle *w* mit Hebdaumen *h* versehen ist, oder durch Menschenkraft. Da die letztere abwärts vortheilhafter wirkt als aufwärts, so schaltet man einen Hebel *t* ein, dessen Ende mittelst der Zugstange *z* niedergezogen wird. Der Abwärtsgang des Kolbens kann nöthigen Falles durch ein daran befestigtes Gewicht *n* beschleunigt werden.

Anwendung der Lederbälge. Die ledernen Spitzbälge sind einfach und nicht kostspielig. Der Wirkungsgrad derselben ist jedoch gering, sie vertragen keine höhere Pressung als 12 bis 20 Millim. Quecksilber, weil sonst der Windverlust beträchtlich ist, und ihre Dimensionen werden für bedeutende Windmengen zu gross, was theils in der eigenthümlichen Form, theils in dem geringen Windeffekte begründet ist.

Das Leder ist gegen Nässe, besonders deren Wechsel mit Trockenheit, dann gegen Hitze empfindlich und wird dadurch brüchig, erfordert daher häufig Reparaturen. Ist dasselbe steif geworden, so wird der Balg schwerer beweglich. Durch Einfetten mit Unschlitt oder Fischthran kann man den Mantel geschmeidiger machen. Die Lederbälge werden vorzüglich bei Schmiedfeuern, hie und da auch bei Hammerwerken benützt.

Cylinderbälge. Bei diesen hat der Ledermantel die Form eines Cylinders, welcher oben und unten durch kreisförmige Holztafeln abgeschlossen ist, von denen eine, der Kolben, auf- und niederbewegt wird und das Saugventil enthält, während die andere unbewegliche das Austritts- oder Druckventil enthält. Sie sind mit einem Regulator versehen und werden einfach oder doppeltwirkend construirt. Die Berechnung erfolgt ähnlich wie bei Cylindergebläsen; bei gleicher Windlieferung nehmen sie wegen der cylindrischen Form einen geringeren Raum ein als Spitzbälge, zeigen aber sonst die gleichen Nachtheile wie die letzteren.

Fig. 226 zeigt den gewöhnlichen einfachwirkenden Cylinderbalg. Der unbewegliche Theil desselben ist der Holzboden *a*, welcher die Druckventile enthält, und mit seinen nach aussen vorspringenden Rändern auf einem Gerüste befestigt wird, das den Balg umgibt. Auf dem Boden *a* ist eine niedrige, cylindrische Holzwand befestigt, in welche die Windleitung *w* mündet. Ober und unter dem Boden *a* befinden sich zwei kreisrunde Holztafeln *b* und *k*, von welchen *k* die Saugventile enthält, durch die Zugstangen *z* auf- und niederbewegt wird und als Kolben

fungirt, während *b* den Regulatorraum bedeckt. Zwei cylindrische Ledermäntel umgeben den Raum zwischen den Tafeln *b*, *a* und *k*. Der Deckel *b* wird mit Gewichten beschwert und mittelst der Stange *s* durch den Balken *f* vertikal geführt; dieser Zweck lässt sich auch erreichen, indem man am Deckel *b* zwei Eisenschienen horizontal befestigt, deren Enden die Zugstangen *s* umfassen. Die letzteren erhalten ebenfalls eine Vertikalführung. Die Funktionen der beschriebenen Theile sind die gleichen wie beim Spitzbalg.

Einen doppeltwirkenden Cylinderbalg von eigenthümlicher Form, wie derselbe von den Gebrüdern Enfer in Paris für Schmiedfeuer construirt wird, zeigt Fig. 218*). Der Apparat befindet sich in einem Blechcylinder, der durch die Wand *m n* in zwei Theile geschieden ist, von welchen der obere als Regulator dient, der untere den eigentlichen Balg enthält. Der letztere besteht aus einem cylindrischen Ledermantel, welcher den Raum zwischen der Wand *m n* und dem kreisrunden Kolben *k* umschliesst; der Kolben *k* wird mittelst eines Hebels *h* auf- und niederbewegt. $s\,s_1$ sind die Saug- und $d\,d_1$ die Druckventile. Beim Niedergange des Kolbens *k* saugt der Balg durch s_1 und drückt die Luft, welche denselben umgibt, durch *d* in den Regulator; beim Aufgange wird durch *s* gesaugt und durch d_1 ausgeblasen. In dem Regulatorraume befindet sich ein zweiter Ledermantel *l*, dessen Boden durch eine Spiralfeder stets abwärts gedrückt wird, daher ununterbrochen Luft in die Windleitung *w* abfliesst. Das Ganze ist compendiös, der schädliche Raum, welcher den Balg bei der tiefsten Kolbenstellung umgibt, allerdings beträchtlich, doch bei der geringen Spannung ohne bedeutenden Nachtheil.

Das verbesserte Enfer'sche Gebläse**) unterscheidet sich nicht wesentlich von dem beschriebenen.

Hölzerne Spitzbälge. Unvollkommener und daher kaum mehr in Anwendung sind die hölzernen Spitzbälge. Fig. 217 zeigt die prinzipielle Einrichtung dieses Gebläses. *a* ist ein fest gestützter Holzboden, *s* das Saugventil und *k* der Balgenkopf, mit *a* fest verbunden, welcher die Düse enthält. Ober dem Boden *a* befindet sich ein hölzerner Mantel, bestehend aus einer Holztafel *b* von Trapezform, welche am Balgenkopfe um ein Charnier drehbar ist, dann aus zwei vertikalen an *b* befestigten Seitenwänden und einer gekrümmten Rückwand *w*. Der Mantel wird in auf- und niedergehende Bewegung versetzt. Die Wände desselben müssen sich an die Ränder des Bodens *a* möglichst luftdicht anschliessen, weshalb letztere mit einer Liederung versehen sind. Beim Aufgange des

*) Armengaud, Génie industriel, 12. Bd.

**) Dingler's polyt. Journal 1866, 180. Bd., S. 427.

Mantels wird durch das Ventil *s* und die Düse Luft gesaugt, welche den Raum unter dem Mantel füllt; beim Niedergange wird Luft ausgeblasen. Um das Einsaugen von heisser Luft zu hindern, bringt man auch im Balgenkopfe eine Klappe an, welche sich gegen die Düse öffnet.

Statt der angedeuteten Einrichtung, bei welcher das Gebläse vorzugsweise den Namen Spitzbalg führt, können auch Mantel und Balgkopf fest verbunden, dagegen der Boden *a* mittelst Charnier an den Balgkopf angeschlossen und auf- und niederbewegt werden. Hiedurch entsteht der sogenannte Schämelbalg.

Die Holzbälge stehen an Leistung hinter den Lederbälgen zurück, ohne erheblich geringere Anschaffungskosten zu verursachen. Eine vollkommenere Einrichtung zeigen die in Schweden angewendeten Widholmsgebläse*), welche dem Prinzipe nach mit den Schämelbälgen übereinstimmen. Sie sind indessen nicht wohlfeiler herzustellen als Kastengebläse, und erreichen einen geringeren Wirkungsgrad als diese, verdienen daher ebenfalls nicht empfohlen zu werden.

Gebläse mit Wasserliederung.

Unter obiger Bezeichnung sind hier diejenigen Gebläse verstanden, bei welchen die Luft durch einen festen Maschinentheil, den man wieder Kolben nennen kann, verdichtet und direkt fortgeschoben wird, der Raum jedoch, in welchem die Verdichtung stattfindet, durch Wasser gegen aussen abgeschlossen ist. Hieraus geht sogleich hervor, dass diese Gebläse sich für höhere Pressungen nicht eignen, da sonst die Wassersäule, welche der Spannung der comprimirten Luft das Gleichgewicht hält, zu hoch wird, und in Folge dessen die Dimensionen des Gebläses zu sehr anwachsen.

Baader'sches Gebläse. Dieses Gebläse, welches in wenig veränderter Form unter dem Namen des Harzer-Wettersatzes auch zur Ventilation der Gruben verwendet wird, ist in Fig. 231 skizzirt. Es besteht aus dem hölzernen, zum Theil mit Wasser gefüllten Kasten *k*, an dessen Boden zwei Lutten *n* und *w* befestigt sind, wovon erstere mit der äusseren Luft, letztere mit der Windleitung in Verbindung steht; *s* und *d* sind Saug- und Druckventil. Innerhalb des Behälters *k* bewegt sich ein zweiter, mit Deckel *p* versehener Kasten *c* auf und nieder, dessen Wände nach oben verlängert sind, damit das Wasser den Deckel *p* nicht überströme. Die Rollen *r* dienen zur Führung. Beim Aufwärtsgange des Kastens wird durch *s* gesaugt, und der Wasserspiegel im

*) In Karsten's Eisenhüttenkunde beschrieben.

Kasten c steht etwas höher als aussen, weil die Spannung der angesaugten Luft kleiner ist als die atmosphärische; beim Niedergange wird durch d ausgeblasen und das Wasser im Kasten c steht der Windpressung entsprechend niedriger als aussen. Der Deckel p kann als Kolben betrachtet werden; das Wasser liedert den Raum des Kastens c, worin die Luft verdichtet wird, gegen die äussere atmosphärische Luft ab.

Der schädliche Raum ist beträchtlich, denn es darf im Kasten k nur so viel Wasser vorhanden sein, dass beim Aufgange die Ventile d, s davon nicht erreicht werden. Beim Niedergange liegt mithin der innere Wasserspiegel beträchtlich tiefer als die Ventile, und der Raum, welcher die Latten n, w umgibt, enthält beim tiefsten Kolbenstande viel verdichtete Luft. Auch ist das Gebläse nur einfachwirkend.

Wassertonnengebläse. Ein geschlossenes cylindrisches Gefäss T, Fig. 223, ruht mit zwei an den Stirnwänden befestigten Zapfen z auf einer geeigneten Unterlage, und wird mittelst der Schubstange s in schaukelnde Bewegung versetzt; die untere Hälfte desselben ist mit Wasser gefüllt. Die Scheidewand e, welche gegen den Boden hinabreicht, theilt den inneren Raum in zwei Hälften. $d\,d_1$ sind Druckventile, welche sich gegen aussen öffnen; denselben gegenüber, an der in der Zeichnung nicht sichtbaren Vorderwand, befinden sich zwei Saugventile $s\,s_1$, die sich gegen das Innere der Tonne öffnen. Bewegt sich die letztere so, dass die Wand e in die punktirte Stellung e_1 gelangt, so vergrössert sich der rechts von e ober dem Wasserspiegel befindliche Raum, es wird die Luft darin verdünnt, und durch s_1 gesaugt, während links Verdichtung und Ausblasen durch d stattfindet. Bei der Rückbewegung der Tonne wird durch s gesaugt, durch d_1 ausgeblasen. Wegen der ungleichen Spannung der Luft stellt sich der Wasserspiegel abwechselnd in der einen und der zweiten Tonnenhälfte höher. An die Druckventile $d\,d_1$ schliesst sich ausserhalb der Tonne ein abwärts und dann horizontal gebogenes Rohr; die Axe des horizontalen Theiles fällt mit der Drehungsaxe z in eine Gerade, daher kann das Rohrende wie beim oszillirenden Cylindergebläse mit der Windleitung verbunden werden.

Die Scheidewand e ist als Kolben anzusehen, welcher eine wechselnde Drehbewegung erhält, das Wasser als Liederungsmaterial, welches die beiden Räume scheidet, worin sich die verdichtete und verdünnte Luft befinden. — Als Hauptnachtheil der beschriebenen Construktion ist der grosse schädliche Raum hervorzuheben; die Tonne kann blos so weit gedreht werden, dass das Wasser die Ventilöffnungen nicht erreicht, daher bei Umkehr der Bewegung noch eine bedeutende Menge verdichteter Luft ober dem Wasserspiegel vorhanden ist.

Da ausserdem die untere Hälfte mit Wasser gefüllt ist, so liefert das Gebläse eine mit Rücksicht auf das Volum der Tonne kleine Windmenge. Höhere Spannungen lassen sich damit nicht erzielen, weil sonst der Höhenunterschied der Wasserspiegel beiderseits der mittleren Scheidewand zu gross wird. Das Tonnengebläse ist daher ungeachtet seiner einfachen Construction selten im Gebrauche.

Johnston's Luftcompressionsmaschine*) ist eine Combination von drei aufeinanderfolgenden Wassertonnen, in welche die Luft successive eintritt und eine Erhöhung ihrer Pressung erfährt. Die mittlere Scheidewand ist unbeweglich und reicht bis zum Boden der Tonne herab, so dass die Wasserspiegel ihre Stellung nicht ändern und die Pressung höher gesteigert werden kann. Der ganze Apparat besteht aus Eisen, besitzt jedoch eine ziemlich complicirte Einrichtung.

Schöpfradgebläse. Das Schöpfradgebläse, auch Schnecken- oder nach dem Erfinder Debreczény'sches Gebläse genannt, ist durch Fig. 232 in der Längenansicht und durch Fig. 233 im Querschnitte dargestellt. In diesen Figuren sind s s_1 s_2 drei hölzerne Scheiben, durch Arme t mit der Welle a b verbunden. Zwischen den Scheiben werden je zwei spiralförmige, ebenfalls hölzerne Wände p p_1 befestigt, welche $1^1/_2$ Umfänge einnehmen und um 180^0 gegen einander verstellt sind. Die Spiralwände zwischen s_2 und s_1 sind wieder gegen die zwischen s_1 und s gelegenen um 90^0 verstellt, wodurch die Luftströmung gleichförmiger wird. Das Ganze ist in einen Wasserbehälter B eingelassen, welcher durch die Scheidewand n vom Windsammlungskasten getrennt wird. w ist die Windleitung, d eine unter Wasser gelegene Oeffnung in der Wand n. Die Scheibe s ist massiv, während s_1 und s_2 in der Mitte kreisförmige Oeffnungen enthalten, von welchen die in s_2 befindliche durch ein kurzes (meist gusseisernes) Rohrstück r mit dem Sammlungskasten communicirt.

Wird der Apparat nach der Richtung des Pfeiles in Fig. 233 gedreht, so füllen sich die zwischen den Wänden p p_1 befindlichen Kanäle auf die Länge einer halben Umdrehung abwechselnd mit Wasser und Luft. Das Wasser bleibt stets in der unteren Hälfte jeder Kanalwindung und wird mithin, sowie die Luft, allmälig gegen die Drehungsaxe geführt. Von hier entweichen beide durch die mittleren Oeffnungen der Wände s_1 s_2 und durch das Rohr r in den Sammlungskasten. Das Wasser fällt nieder und fliesst durch die Oeffnung d in den Kasten B zurück, die Luft strömt in die Windleitung w. Die Wände p bewirken die allmälige Verschiebung der Luft gegen die Axe, und können wieder als

*) Revue universelle 1874, 36. Bd., S. 343.

Kolben betrachtet werden; das Wasser schliesst die Kanäle, worin die Luftverdichtung erfolgt, gegen aussen ab.

Derartige Gebläse waren in Oesterreich an mehreren Orten, namentlich in Siebenbürgen, eines auch zu Přibram im Gebrauch. Versuche zeigten, dass der Windeffekt 0·7 bis 0·8, der Wirkungsgrad jedoch nur 0·20 bis 0·25 betrage. Wegen dieser geringen Leistung und vergleichsweise schwieriger Herstellung baut man keine neuen Schneckengebläse mehr. Die Ursache des niedrigen Wirkungsgrades liegt vorzüglich darin, dass eine der Luftmenge gleiche Wassermenge vom unteren Rande des Schneckenrades bis gegen dessen Axe hin gehoben werden muss und dann wirkungslos von der Mündung des Rohres r herabfällt.

Bei einem solchen Gebläse der Kupferhütte zu Mancayan auf der Insel Luzon beträgt der Windeffekt 0·84, der Wirkungsgrad 0·33.*)

Cagniardellen. Der Name dieses Gebläses stammt von dem Erfinder Cagniard-Latour; ausserdem wird auch die Bezeichnung Schraubengebläse dafür gebraucht. Man denke sich, Fig. 236, einen offenen mit Wasser gefüllten Kasten B, welcher durch die Oeffnung o mit dem geschlossenen Behälter k in Verbindung steht. Im Kasten befindet sich eine geneigte Axe ab, an welcher das schraubenförmig gewundene Rohr r befestigt ist. Das untere Ende dieses Rohres falle in die Verlängerung der Axe und drehe sich in einer Stopfbüchse in der Scheidewand, welche die Behälter B und k trennt.

Bei Drehung der Axe ab beschreibt die obere Mündung c des Rohres r einen Kreis, dessen Ebene senkrecht auf ab ist. Ein Theil dieses Kreises liegt ober, der andere unter dem Wasserspiegel. Hat die Mündung c den unteren Kreisbogen zurückgelegt, so ist in das Rohr eine entsprechende Quantität Wasser eingetreten, dessen Spiegel während der weiteren Drehung nahe ungeändert bleibt. Taucht nun die Mündung c wieder in das Wasser, so ist das Rohr von der Mündung an auf eine gewisse Länge mit Luft gefüllt. Hierauf folgt wieder der Eintritt von Wasser u. s. w. Auf diese Art gelangen abwechselnde Luft- und Wasserschichten in das Rohr; das Wasser nimmt wegen seiner Schwere stets die untere Hälfte einer jeden Windung ein, und gelangt daher wegen der Drehung des Rohres allmälig an dessen unteres Ende, welcher Bewegung die Luft folgt. Im Behälter k angelangt, entweicht letztere in die Windleitung w; das Wasser dagegen strömt in den Behälter zurück. In letzterem herrscht eine constante Spannung, welche durch den Höhenunterschied h gemessen wird.

Nachdem die Luft von ihrem Eintritte in die Mündung c bis zum

*) Berg- und hüttenm. Zeitung, 1866, S. 204.

Ausflusse in den Behälter *k* nur allmälig verdichtet werden kann, so is die Spannung jeder einzelnen im Rohre *r* enthaltenen Luftschicht kleiner als die der folgenden, näher gegen *k* befindlichen. Daher sind auch die beiden Spiegel jeder Wasserschicht ungleich hoch, und die Summe aller dieser Höhenunterschiede entspricht der schliesslichen Spannung der Luft, ist folglich, abgesehen von Nebenhindernissen, gleich *h*.

Zur Erzielung der geschilderten Wirkung ist ein rotirender, schraubenförmig gewundener Kanal erforderlich. Ein solcher entsteht nun auch, wenn man nach Fig. 227 an eine dicke, hohle Welle *a b* eine nach einer Schraubenfläche geformte, aus mehreren Windungen bestehende Platte *p* befestigt, und dieselbe mit einem cylindrischen, gegen *b* hin offenen Mantel *m* umgibt. Dies ist die Einrichtung der wirklich ausgeführten Cagniardellen. Der Apparat ist in den eisernen oder gemauerten Behälter *B* eingelassen. Die Stopfbüchse bei *a*, Fig. 236, wird vermieden, indem man, Fig. 227, dem Mantel eine flach kegelförmige, in der Mitte offene Fortsetzung *n* gibt, und die feste Windleitung *w* in das Innere des Mantels *m* fortsetzt. In dem Raume *k* sammelt sich die verdichtete Luft, sowie das im Schraubenkanal niedergegangene Wasser; erstere strömt in die Windleitung *w*, letzteres durch die mittlere Oeffnung der Wand *n* in den Behälter *B* zurück. Die Schraubenfläche ist der Kolben, welcher die Luft fortschiebt, das Wasser die Liederung, welche den Raum, worin die Verdichtung erfolgt, d. h. den schraubenartigen Kanal gegen die äussere Atmosphäre abschliesst.

Die Cagniardellen werden sehr gelobt. In der That ist bei denselben die Windlieferung gleichförmig; es kommen keine Ventile und festen Liederungen vor; der Windverlust reduzirt sich, dichte Wände vorausgesetzt, auf Null; von Nebenhindernissen sind blos die Zapfenreibung der Axe, dann die Reibung gegen das Wasser zu überwinden. Daher soll auch die Cagniardelle den höchsten Wirkungsgrad unter allen Gebläsen geben. Trotz dessen ist dieselbe nur selten in Verwendung, wovon der Grund in der schwierigen Herstellung liegt. Man kann den Mantel und die Schraubenfläche aus Holz, Gusseisen, Eisen- oder Kupferblech construiren. Holz ist zu wenig dicht und dauerhaft und macht, da eine Verstärkung mit Eisenringen nothwendig ist, den Apparat zu schwer. Kupferblech ist das vorzüglichste, aber auch theuerste Material; Eisenblech rostet bald, wozu schon ein geringer Kohlensäuregehalt des Wassers hinreicht; durch einen guten Anstrich wird dasselbe dauerhafter. Gusseisen ist zwar der Oxydation weniger ausgesetzt, hat aber wieder den Nachtheil eines zu grossen Gewichtes, weil sich daraus keine so dünnen Wände herstellen lassen, wie aus Blech.

Für höhere Pressungen sind auch diese Gebläse ungeeignet.

Wasser- und Dampfstrahlgebläse.

Hieher gehören die Apparate, bei welchen Wasser oder Dampf mit so grosser Geschwindigkeit durch eine Röhre strömt, dass die Spannung in der letzteren unter die atmosphärische sinkt, mithin durch seitliche Oeffnungen in der Röhre Luft einströmt, welche vom Wasser oder Dampf mitgerissen und schliesslich durch Abgabe der lebendigen Kraft dieser Substanzen verdichtet wird. Der Vorgang ist der gleiche wie bei der Giffard'schen Dampfstrahlpumpe, nur dass Luft statt Wasser bewegt wird.

Wassertrommelgebläse, Prinzip. An den Boden eines Gerinnes *K*, Fig. 219, dem Wasser zuströmt, schliesst sich eine vertikale Röhre, die Einfallröhre *r*, welche nahe am oberen Ende mit mehreren Oeffnungen *o*, Schlucklöchern oder Windpfeifen, versehen ist. Die Einfallröhre *r* mündet in einen unten offenen Behälter *a*, die Trommel. Diese ist in einem Kasten *b* aufgestellt; innerhalb derselben befindet sich ein Tisch *t*, die Brechbank; der untere Theil der Trommel steht mit dem Kasten *b*, der obere durch das Rohr *n* mit der Windleilung *w* in Verbindung. Fig. 146 stellt zwei zusammenwirkende Wassertrommelgebläse dar.

Das Wasser, welches dem Gerinne *K* zufliesst, strömt durch die Röhre *r* abwärts und nimmt dabei eine gewisse Geschwindigkeit an; die Spannung in den oberen Theilen der Einfallröhre sinkt unter die atmosphärische, es wird durch die Schlucklöcher Luft angesaugt und von dem Wasser in die Trommel mitgenommen. Hier fällt das Gemenge beider auf die Brechbank *t*; die Luft scheidet sich ab und sammelt sich im oberen Theile der Trommel, von wo sie in die Windleitung *w* gelangt, während das Wasser unter dem Rande der Trommel in den Behälter *b* und von hier über die Lutte *l* abfliesst. Der Höhenunterschied *h* der beiden Wasserspiegel misst die Windpressung.

Dass die Spannung im oberen Theile der Einfallröhre unter die atmosphärische sinkt, lässt sich auf folgende Art erklären. Ist *H* der Abstand des Oberwasserspiegels vom unteren Ende der Einfallröhre, so ist, abgesehen von den Reibungs- und sonstigen Hindernissen, $H - h$ die wirksame Druckhöhe. Wären keine Nebenhindernisse vorhanden und keine Luft im Rohre enthalten, so würde das Wasser aus demselben mit einer Geschwindigkeit austreten, welche der Höhe $H - h$ entspricht, und diese Geschwindigkeitshöhe $H - h$ wäre an allen Rohrquerschnitten vorhanden, die dem Austrittsquerschnitt gleich sind. Nach einem bekannten Satze der Hydraulik ist aber die hydrostatische Druckhöhe *y*, Fig. 219, an einem beliebigen Punkte, d. h. der Abstand dieses Punktes vom Ober-

wasser, gleich der Summe der Geschwindigkeitshöhe $H - h$ und der Pressungshöhe x, d. h. es ist

$$y = H - h + x$$

und hieraus folgt

$$x = y + h - H.$$

Es wird mithin x negativ, d. h. die Spannung kleiner als die atmosphärische, wenn

$$y + h < H \text{ oder}$$
$$y < H - h.$$

Sei N, Fig. 219, der Querschnitt der Einfallröhre, welcher in der Entfernung $H - h$ unter dem Oberwasserspiegel liegt, so ist in allen ober N gelegenen Querschnitten die Spannung niedriger als die atmosphärische, und um so kleiner, je höher der betreffende Querschnitt liegt.

Dieses Ergebniss wird allerdings durch die vorhandenen Hindernisse, sowie durch den Umstand, dass das Wasser von Luft begleitet ist, bedeutend modificirt, daher auch nur in den höheren Querschnitten Einsaugen stattfindet; es lässt sich jedoch erkennen, dass um so stärker gesaugt wird, je näher sich die Schlucklöcher dem Oberwasserspiegel befinden.

Der Boden des Kastens K soll daher vom Oberwasserspiegel, dessen Höhe als gegeben anzusehen ist, möglichst wenig entfernt, mithin thunlichst hoch gelegt werden.

Details. Der Eintritt der Luft wird auf verschiedene Weise erzielt. Als das Zweckmässigste empfiehlt man Schlucklöcher, welche von reckteckiger Form und nach aussen etwas erweitert sind. Dabei wird die einströmende Wassermenge durch Hebung und Senkung des hölzernen Kegels k, Fig. 219, regulirt. Ausserdem wird auch nach Fig. 222 ein Trichter s angewendet, dessen untere Mündung enger ist als die obere des Einfallrohres r; zur genauen Regulirung der Wassermenge dient der stellbare hölzerne Kegel k, oder man gebraucht ein stellbares Saugrohr q, welches in das erweiterte Ende der Einfallröhre mündet und natürlich über den Wasserspiegel hinausragen muss; nebstdem bringt man zuweilen noch Schlucklöcher an.

In Fig. 219 ist das Einfallrohr ober den Schlucklöchern verengt, so dass das Wasser grössere Geschwindigkeit annimmt, die Pressung im Rohre weiter herabgesetzt und das Einsaugen erleichtert wird. Die allmälige Verengung des Einfallrohres von den Schlucklöchern an gegen unten, wie man sie ebenfalls empfiehlt, dürfte keinen Vortheil gewähren.

Das Wasser absorbirt eine beträchtliche Menge Luft (bei mittlerer Temperatur und Barometerhöhe $^1/_4$ seines Volums); für einen guten Effekt

des Gebläses ist es wichtig, diese Luft möglichst vollständig abzuscheiden. Die Brechbank erhält deshalb die Form eines flachen Kegels, dessen Spitze vertikal unter die Axe des Einfallrohres gestellt wird; sie ist entweder aus Holz oder Stein hergestellt und wird durch einen Rahmen mit 4 Füssen gestützt.

Die Trommel muss das verbrauchte Wasser austreten lassen; man stellt sie daher auf ein Balkenkreuz, welches den grössten Theil ihres unteren Randes frei lässt, oder unmittelbar auf den Boden, bringt aber dann am unteren Rande Ausschnitte an.

Das ganze Gebläse wird meist blos aus Holz hergestellt, und es sind nur einige eiserne Ringe zur Verstärkung der Einfallröhre und der Trommel nöthig.

Dimensionen. Die Wassertrommelgebläse werden bei Gefällen von 3 bis 9 Meter verwendet. Die Einfallrohre erhalten 0·16 bis 0·26^m Durchmesser, die Schlucklöcher innen 5 bis 8 Cent., aussen eine etwas grössere Weite, und eine Höhe, die vom Durchmesser der Einfallröhre abhängt. So z. B. kann letztere bei einem Gefälle von 6 bis 8^m einen Durchmesser von 0·21 bis 0·26^m und 4 Schlucklöcher von 8 Cent. Breite und 16 Cent. Höhe erhalten. Es hat übrigens keine praktische Schwierigkeit, die Höhe der Schlucklöcher nach Bedarf zu ändern. Die Trommel erhält ein Volum von 0·6 bis 1·3 Cub.-Meter; ihre Höhe hängt von der zu erzeugenden Druckhöhe h ab, welche bis 0·6^m Wasser oder 4·5 Cent. Quecksilber steigt. Man empfiehlt indessen, nicht über 3·5 Cent. Quecksilber zu gehen, weil Trommeln und Windleitungsröhren aus Holz bei grösserer Spannung zu viel Luft verlieren.

Um die nöthige Windmenge zu erhalten, werden bis 6 Gebläse mit gemeinschaftlichem Gerinne K, Fig. 219, und Wasserkasten b aufgestellt.

Leistungen. Zur Beurtheilung der Leistungen der Wassertrommelgebläse sind nachstehend einige Beobachtungsdaten zusammengestellt.

Gefälle in Metern.	Weite der Einfallröhre, Cent.	Cub.-Meter Wind pr. Sekunde,	Pressung in Cent. Quecks.	Wasserverbrauch pr. Sek., Cub.-Meter.
4·8	21	0·04 — 0·05	4·7	0·08 — 0·1
6·3	26	0·07	3·1	0·12
8·9	21	0·057 — 0·065	4·7	0·064

Der Wirkungsgrad ist ein sehr geringer, und wäre im Mittel nicht höher als zu 5 bis 6% anzuschlagen. Dessen ungeachtet ist das Wassertrommelgebläse bei Frisch- und Ausheizfeuern noch mehrfach in Verwendung, wie in der Lombardei, in Siebenbürgen und Steiermark; natürlich nur an Orten, wo Betriebswasser im Ueberflusse zu Gebote steht, und wo der im Freien befindliche Apparat dem Einfrieren

weniger ausgesetzt ist. In der That muss dieses Gebläse als das einfachste unter allen bezeichnet werden, da gar keine bewegten Maschinentheile dabei vorhanden sind; es verursacht geringe Anlagskosten und erzielt gleichförmige Windströmung. Sucht man die Construktion zu vervollkommnen, so geht der Hauptvortheil, nämlich Einfachheit und Billigkeit, verloren.

Man wirft dem Wassertrommel- sowie den anderen Gebläsen, bei welchen das Wasser mit der verdichteten Luft in Berührung kommt, vor, dass die letztere dadurch in einem nachtheiligen Grade feucht wird; doch zeigte sich bei den Hüttenprozessen, zu welchen Wassertrommeln bisher in Verwendung kamen, kein schädlicher Einfluss.

Dampfstrahlgebläse. Ein nach dem Prinzip von Giffard's Dampfstrahlpumpe ausgeführtes Gebläse lässt in Bezug auf Einfachheit der Construktion und geringe Herstellungskosten soviel Vortheil gegenüber der ausgedehnten Anlage eines von einer Dampfmaschine betriebenen Cylindergebläses erwarten, dass die neueren Bemühungen, diesem Prinzip in der Praxis Eingang zu verschaffen, wohl gerechtfertigt erscheinen. Nur ist nach den Leistungen der Giffard-Pumpen zu schliessen, dass auch das Dampfstrahlgebläse eine ökonomische Verwerthung des zur Dampferzeugung benützten Brennmaterials nicht gestatten werde.

Kaüffer*) erwähnt einen Versuch, den in einem Testud de Beauregard'schen Generator erzeugten Dampf, vermischt mit angesaugter Luft, direkt in die Düse zu blasen; derselbe schlägt weiter**) eine Einrichtung vor, bestehend aus einem Generator der obigen Art, dessen Dampf durch einen besonderen Apparat erhitzt wird, und einen Injektor speist, der ebenfalls überhitzte Luft ansaugt, welche sodann, mit dem Dampf vermischt, in die Windleitung gelangt. Diesem Vorschlage liegt die Ansicht zu Grunde, dass der Sauerstoff des in die Feuerung eingeblasenen Wasserdampfes die Verbrennung befördere, welche Ansicht jedoch aus dem Grunde irrig ist, weil der Sauerstoff des Wassers nur dann an der Verbrennung mitwirken kann, wenn letzteres früher zerlegt wurde, wodurch ebenso viel Wärme absorbirt als durch die nachherige Verbrennung wieder abgegeben wird. Es ist vielmehr zweckmässig, dafür zu sorgen, dass der Wasserdampf, welcher, mit den Verbrennungsgasen entweichend, eine bedeutende Wärmemenge fortführt, aus der Gebläseluft möglichst abgeschieden werde.

---

*) Civilingenieur 1862, 8. Bd., S. 306.
**) Ebendas. S. 345.

Woodward*) lässt das Dampfstrahlgebläse saugend wirken, indem er einen Dampfstrahl in die Esse des (Kupol-)Ofens leitet, so dass die Luft aus letzterem nachgesaugt wird und durch die Formöffnungen stets frische Luft einströmt; der Vorgang ist also hier derselbe wie beim Lokomotiv-Blasrohr.

Siemens**) liess sich ein Gebläse patentiren, bei welchem der Dampf aus einem Rohre in die weitere Mündung eines Hohlkegels einströmt; durch die ringförmige Oeffnung zwischen Dampfrohr und Kegel tritt die Luft zu; an die engere Mündung des Kegels schliesst sich das Windleitungsrohr, welches sich allmälig erweitert, um die Geschwindigkeit zu vermindern; die letztere setzt sich dabei in Pressung um.

Bei später von demselben construirten Apparaten***) erfolgt die Einströmung des Dampfes durch den ringförmigen Raum zwischen zwei concentrischen Röhren, die Luft tritt durch die innere Röhre und nebstdem wie früher ausserhalb der äusseren Röhre in den Kegel ein. Beide Röhren, welche am Ende conisch geformt sind, lassen sich vor- und zurückschieben, um die Dampf- und Luftmenge zu reguliren. Diese Injektoren werden von Siemens bei Gasgeneratoren angewendet, indem er die Luft in den gegen aussen abgeschlossenen Aschenfall, unter den Rost, einströmen lässt; für Gasgeneratoren ist ein gewisser Gehalt der Luft an Wasserdampf vortheilhaft, indem dadurch die Qualität des Gases verbessert wird; auch schützt die Feuchtigkeit den Rost gegen Verbrennen.

Körting's Dampfstrahlgebläse†) unterscheidet sich von den vorigen dadurch, dass für Entfernung des Dampfes aus der Luft Sorge getragen ist. Durch einen Injektor wird Luft angesaugt und in einen Condensator geschafft, in welchem der Dampf sich niederschlägt. Die trockene Luft strömt hierauf durch einen zweiten, grösseren Injektor, und wirkt hier als Motor, um von Neuem äusssere Luft anzusaugen und mit dieser vereint in die Windleitung zu strömen.

Die Körting'schen Gebläse haben, wie in anderen Zweigen der Technik, im Hüttenwesen mehrfach Anwendung gefunden; man empfiehlt sie aus oben angeführtem Grunde besonders zum Erzeugen von Unterwind für Gasgeneratoren.

---

*) Dingler's polyt. Journal 1866, 179. Bd., S. 150.
**) Ebendas. 1872, 203. Bd., S. 10.
***) Ebendas. 1873, 207. Bd., S. 265.
†) Polyt. Centralblatt 1875, S. 474.

Wassergebläse.

Unter dieser Bezeichnung sind jene Gebläse begriffen, bei welchen die Verdichtung und Fortschiebung der Luft durch unmittelbare Wirkung des unter entsprechender Druckhöhe zuströmenden Wassers erfolgt.

Paternostergebläse. Dieser von Henschel erfundene, auch unter dem Namen des Kettengebläses bekannte Apparat sollte eine Vervollkommnung des Wassertrommelgebläses bilden. Fig. 220 stellt denselben im Vertikalschnitte dar. Darin ist *k* eine über das Rad *r* laufende Kette ohne Ende, an welcher eine Anzahl Scheiben *q* befestigt sind. Die eine Hälfte der Kette ist in dem aus mehreren Stücken zusammengesetzten Rohr *R* eingeschlossen, das in den Kasten *a* mündet. Dieser ist unten offen, in dem Behälter *b* unveränderlich befestigt und mit der Windleitung *w* verbunden. Durch eine Lutte *l* wird in die Röhre *R* beständig Wasser geleitet, welches auch die Kästen *a* und *b* zum Theile erfüllt.

Auf den Scheiben *q* sammelt sich das von der Lutte *l* zufliessende Wasser, und setzt durch sein Gewicht die Kette in continuirliche Bewegung nach der Richtung der Pfeile. Der Raum zwischen je zwei Scheiben *q* wird wegen des geringen Zuflusses nur theilweise mit Wasser gefüllt, enthält daher eine gewisse Menge Luft. Da die Scheiben *q* nicht dicht schliessen, strömt am Umfange derselben Wasser durch und füllt successiv von oben nach unten immer mehr die Räume zwischen den Scheiben, daher die Luft in diesen Räumen allmälig verdichtet wird. Schliesslich gelangt dieselbe in den Behälter *b*, sammelt sich im oberen Theile des Kastens *a* und strömt von da in die Windleitung *w*.

Die Scheiben *q* sind nicht massiv, sondern bestehen, wie Fig. 221 in grösserem Maassstabe zeigt, aus einem Ringe *n* mit Steg *tt* in der Mitte, der zur Befestigung der Kette, sowie zweier halbrunder Klappen *d* dient, welche sich um Charniere drehen. Beim Eintauchen in's Wasser öffnet dessen Widerstand die Klappen, wodurch das Entweichen der Luft in den Kasten *a* begünstigt und die Bewegung der Kette im Wasser erleichtert wird. Auf der in Fig. 220 rechts gelegenen Kettenhälfte hängen die Klappen herab und lassen das Wasser besser abtropfen, welches sonst nutzlos gehoben werden müsste.

Das Paternostergebläse liefert einen nicht unbefriedigenden Wirkungsgrad, erfordert jedoch wegen der vielen beweglichen Theile häufige Reparaturen, und hat daher nur eine vereinzelte Anwendung gefunden.

Wasserstopfengebläse. Ein Exemplar dieses von Althans erfundenen Gebläses stand einige Zeit zum Betriebe eines Schmiedefeuers auf der Saynerhütte in Preussen im Gebrauche und soll günstige Leistungen

ergeben haben.*) Da über eine weitere Anwendung nichts bekannt ist, so möge im Folgenden blos dessen Princip mit Bezug auf Fig. 228 und 229, deren erstere den Vertikalschnitt darstellt, erläutert werden. Darin ist r eine kreisförmige Rinne, in deren Boden eine Anzahl vertikaler, unten offener Röhren o mündet. Oberhalb befindet sich ein Gerinne K, aus welchem durch eine kreisförmige Oeffnung Wasser in eine Art Segner'schen Rades R fliesst, welches an der stehenden Welle c befestigt ist. Fig. 229 zeigt dasselbe in der Oberansicht. Die Arme a des Rades R sind spiralförmig gebogene Rinnen, deren Enden über die Kreisrinne r fallen. Das Rad R wird durch Reaktion gedreht, und seine Arme a giessen dabei successiv in jede der Röhren o eine gewisse Menge Wasser aus, welches die darunter befindliche Luft mitnimmt. Es ist daher einleuchtend, dass durch die Röhren o abwechselnd Luft- und Wasserschichten strömen, welche in den Behälter b gelangen, von wo die Luft in die Windleitung w, das Wasser in den äusseren Kasten g und über die Lutte l abfliesst.

Wassersäulengebläse. Das Henschel'sche Wassersäulengebläse**) ist wegen seiner complicirten Einrichtung nicht zu empfehlen, daher es wieder genügen wird, blos die Skizze, Fig. 230, desselben zu erläutern. Darin sind 1 2 3 . . . eine Anzahl gusseiserner Kästen, deren jeder durch eine Röhre r mit dem nächst tieferen, durch die Röhre s_1 s_2 . . mit einem Ventilkasten in Verbindung steht, welcher ein Saug- und darüber ein Druckventil enthält. Die Ventilkästen communiciren mit dem Windsammlungskasten k, und dieser mit dem Regulator R, in welchen die Windleitung w mündet. In den obersten der Gusseisenkästen 1 2 . . . fliesst beständig Wasser; die Röhren r sind mit Ventilen bedeckt, von welchen die in den Kästen 1 3 5 befindlichen durch zweiarmige Hebel mit der Stange n, die übrigen mit der Stange t verbunden sind; diese beiden Stangen erhalten von einer kleinen Wassersäulenmaschine entgegengesetzte auf- und niedergehende Bewegung, so dass abwechselnd die Ventile in den gerade und ungerade bezeichneten Kästen gehoben werden. Ist z. B. das Ventil des Kastens 2 geöffnet, so strömt das Wasser durch r nach 1, und es ist einleuchtend, dass durch das Rohr s_2 Luft gesaugt wird, welche den Kasten 2 erfüllt, während die Luft des Kastens 1 vom Wasser verdrängt und durch s_1 in den Sammelraum k gedrückt wird. Beim nächstfolgenden Hube der Ventilstangen n t tritt in den Kästen 3 und 2 derselbe Vorgang ein, wie früher in 2 und 1; auch ist derselbe für alle höher gelegenen Kästen der gleiche. Das

*) Civilingenieur, 7. Band, S. 474.

**) Weisbach, Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Wasser gelangt dabei partienweise in den Behälter *b*, von dem es über die Lutte *l* abfliesst.

Schraubenventilatoren.

Die Schraubenventilatoren bestehen aus einem cylindrischen Gehäuse *A B*, Fig. 240, welches einerseits mit dem Saugraume, anderseits mit der Windleitung communizirt. In dem Gehäuse befindet sich eine rotirende Welle *o*, an der mehrere windschiefe Flügel *f* befestigt und derart angeordnet sind, dass sie Theile von zwei um die Welle *o* herumlaufenden Schraubenflächen darstellen. Statt mehrerer Flügel wendet man auch einen einzigen Schraubengang an. Bei Umdrehung der Welle wirken die Flügel keilartig auf die Luft und schieben dieselbe parallel zur Axe weiter.

Bei Versuchen des Generals Morin erreichte ein saugender Schraubenventilator mit mehreren einzelnen Flügeln einen Wirkungsgrad von 0·084. Als blasende Maschine angewandt, ergab derselbe Apparat 0·039, ein anderer mit einem einzigen Schraubengange 0·054.*) Diese Werthe sind sehr gering, was in der unrichtigen Construktion der älteren Schraubenventilatoren begründet sein dürfte.

Neuerer Zeit wurde das Prinzip der Schraubenventilatoren von Prof. Heger wieder aufgenommen, und zwar den Angaben nach mit günstigem Erfolge, indem mehrere solche zur Ventilation von Gebäuden u. s. w. angewendete Apparate einen höheren Wirkungsgrad als die Centrifugalventilatoren ergaben. Im Berg- und Hüttenwesen haben sich die Heger'schen Ventilatoren noch keinen Eingang verschafft; es scheint, dass das Prinzip derselben noch immer zu wenig bekannt ist, um zur versuchsweisen Anwendung aufzumuntern. Für höhere Pressungen dürften sie indessen ebenso wenig geeignet sein als die Centrifugalventilatoren; denn die für beide Arten erforderliche theoretische Umfangsgeschwindigkeit ist gleich gross, und diese Geschwindigkeit setzt eben bei höheren Pressungen der Anwendung der Centrifugalventilatoren eine Grenze.**)

---

*) Civilingenieur, 8. Bd., S. 255.

**) In v. Hauer's „Ventilationsmaschinen der Bergwerke" sind eine Theorie der Schraubenventilatoren und nähere Betrachtungen über diese Maschinen enthalten.

Centrifugalventilatoren.

Prinzip. Der Ventilator Fig. 237 und 238 besteht aus einem Rade mit Flügeln *f*, welche zwischen zwei Scheiben *a* und *c* eingeschlossen sind; *c* ist ringförmig, *a* mittelst einer Nabe auf der Welle *a* aufgekeilt. Das Rad wird von einem Gehäuse *G* umgeben, an dem sich einerseits die Oeffnung *s* für die Welle *o*, andererseits das offene Rohr *r* befinden. Die Windleitung *w* mündet in das Gehäuse *G*.

Wird das Rad in der Richtung der Pfeile, Fig. 237, gedreht, so erhält die zwischen den Scheiben *a c* eingeschlossene Luft durch die Flügel *f* eine rotirende Bewegung, entfernt sich aber wegen ihrer Trägheit zugleich von der Umdrehungsaxe und tritt daher am Umfange des Rades in das Gehäuse *G* aus, welches dieselbe in die Windleitung *w* führt. Durch den Ausfluss von Luft aus dem Raume zwischen den Flügeln sinkt dort die Spannung unter die atmosphärische, und strömt daher fortwährend äussere Luft durch den Saughals *r* nach.

Der Raum, welcher von zwei auf einander folgenden Flügeln und den Wänden *a c* eingeschlossen ist, lässt sich als Rohr betrachten, welches im Beharrungszustande mit constanter Winkelgeschwindigkeit rotirt. Zur Berechnung des Ventilators, welche hauptsächlich nach den von Rittinger aufgestellten Prinzipien, jedoch unter Anwendung des Poisson'schen Gesetzes durchgeführt werden soll, ist die Kenntniss des Verhaltens der Luft in einem solchen Rohre nothwendig.

Bewegung der Luft in einem mit constanter Winkelgeschwindigkeit rotirenden Rohre. Die Ableitung des Gesetzes für diese Bewegung kann unter gleichen Voraussetzungen, wie in der allgemeinen Gebläsetheorie, S. 8, für ein ruhendes Rohr erfolgen. Es sei, Fig. 247, *P Q* die Mittellinie eines Rohres, welches um die Axe *C* mit constanter Winkelgeschwindigkeit rotirt und von Luft in der Richtung des Pfeiles durchströmt wird; *A b* eine Luftschicht von unendlich geringer Dicke, die Fläche *A B* gleich *a*, und die Spannung der Luft im Querschnitt *A B* gleich *p*, so ist wie für ein ruhendes Rohr

$$-a\,dp$$

der von der Spannungsänderung herrührende Druck, welcher im Sinne der Bewegung auf die Luftschicht *A b* wirkt. Diese entfernt sich auf dem Wege durch das Rohr immer mehr von der Axe *C*; die Ursache davon ist die Trägheit der Luft, welche den gleichen Einfluss hat, wie bei unbewegt gedachtem Rohre eine Kraft *f*, die radial nach aussen

wirkt. Nach den Lehren der Mechanik hat diese ideale sogenannte Fliehkraft f für jedes Element des bewegten Körpers den Werth

$$(1) \quad \ldots \ldots \ldots \quad f = \frac{k}{g}\frac{v^2}{r} = \frac{k}{g} r\omega^2,$$

worin k das Gewicht des Körperelementes, r seinen Abstand von der Drehungsaxe, ω die Winkel- und $v = r\omega$ die Peripheriegeschwindigkeit, endlich g die Acceleration der Schwere bedeuten. Ist die Entfernung der Luftschicht Ab von der Drehungsaxe im Vergleiche zur Länge AB bedeutend, so dürfen die Fliehkräfte aller Elemente der Schicht Ab als parallel zu CO gerichtet, mithin ihre Summe f als Resultirende und gleichfall parallel zu CO angenommen werden. Zerlegt man ferner diese Resultirende in zwei Componenten normal und tangential zur Axe PQ, so kann man die tangentiale Componente als durch O gerichtet ansehen. Wird daher CO verlängert, $DO = f$ gemacht, von D eine Senkrechte auf die Tangente OT gezogen, und der Winkel $DOT = \varphi$ gesetzt, so ist

$$OT = f\cos\varphi$$

der im Sinne der Bewegung auf die Luftschicht Ab wirkende, aus der Trägheit derselben entspringende Druck. Der ganze beschleunigende Druck ist daher

$$(2) \quad \ldots \ldots \ldots \quad K = f\cos\varphi - a\,dp.$$

Für f gilt der Ausdruck (1), worin nun k das Gewicht der Luftschicht Ab, $r = OC$ und v die Umfangsgeschwindigkeit aller Punkte des Rohres ist, welche in der Entfernung r vom Mittelpunkte C liegen. Bedeuten ferner u die relative Geschwindigkeit längs der Rohraxe, t die Zeit und δ das spezifische Gewicht der Luft, so ist

$$K = \frac{k}{g}\frac{du}{dt} = \frac{au\,dt\,\delta}{g}\frac{du}{dt} = \frac{a\delta}{g} u\,du;$$

und mit Rücksicht auf den Werth (1) von f

$$(3) \quad \ldots \quad f\cos\varphi = \frac{k}{g} r\omega^2\cos\varphi = \frac{au\,dt\,\delta}{g} r\omega^2\cos\varphi.$$

Es ist aber $u\,dt$ gleich $\overline{Oo}$, Fig. 247; zieht man den Radius Co, und Oq senkrecht auf Co, so ist oq die Aenderung dr des Halbmessers r, und der Winkel Ooq gleich φ; daher

$$dr = \overline{Oo}\cos\varphi = u\,dt\cos\varphi,$$

$$\cos\varphi = \frac{dr}{u\,dt},$$

und hiemit folgt aus (3)

$$f \cos \varphi = \frac{a\delta}{g} \omega^2 r\, dr.$$

Führt man die Werthe von K und $f \cos \varphi$ in (2) ein, so folgt

$$\frac{a\delta}{g} u\, du = \frac{a\delta}{g} \omega^2 r\, dr - a\, dp$$

$$2\, u\, du = 2\, \omega^2 r\, dr - 2\, g \frac{dp}{\delta}.$$

Besitzt nun an irgend einer Stelle des Rohres, z. B. an der Stelle, wo die Luft eintritt, letztere die Spannung p_1 und das spezifische Gewicht δ_1, so ist nach dem Poisson'schen Gesetze, Formel (2) auf S. 5,

$$\frac{\delta_1}{\delta} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{\varkappa}}, \quad \frac{1}{\delta} = \frac{1}{\delta_1}\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = \frac{1}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}},$$

wobei $\varkappa = 1{\cdot}41$ ist; ferner hat man

$$dp = p_1\, d\left(\frac{p}{p_1}\right),$$

und führt man diese beiden Werthe oben ein, so ergibt sich

$$2\, u\, du = 2\, \omega^2 r\, dr - 2\, g \frac{p_1}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa}} d\left(\frac{p}{p_1}\right)$$

$$u^2 = \omega^2 r^2 - \frac{2\, g\, p_1}{\delta_1\left(1 - \frac{1}{\varkappa}\right)}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{1-\frac{1}{\varkappa}} + C$$

$$(4) \quad \ldots \quad u^2 - v^2 = -2\, g \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_1}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} + C.$$

Diese Gleichung, in welcher Spannung p_1 und spezifisches Gewicht δ_1 der Luft beim Eintritt in das Rohr gegeben sein müssen, zeigt den Zusammenhang zwischen Spannung p, relativer Geschwindigkeit u und Peripheriegeschwindigkeit v, welche die Luft an einer beliebigen anderen Stelle des Rohres besitzt. Die Gleichung dient bei der nun folgenden Berechnung der Dimensionen des Ventilators insbesondere zur Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades.

Halbmesser des Eintrittsrohres (Saughalses). Ist R_0 der Halbmesser des Rohres r, Fig. 238, U_0 die Geschwindigkeit, mit welcher die Luftmenge m pr. Sekunde von atmosphärischer Spannung durch dasselbe strömt, so ist

$$m = \pi R_0^2 U_0$$

$$R_0 = \sqrt{\frac{m}{\pi U_0}} = 0{\cdot}564 \sqrt{\frac{m}{U_0}}.$$

Es ist vortheilhaft, die Geschwindigkeit U_0 nicht grösser als höchstens 10^m anzunehmen, um die Bewegungshindernisse herabzusetzen. Es ergibt sich sonst insbesondere die Radbreite b (s. unten) sehr gering, der Flügelraum sehr eng, während eine grössere Breite b keine merklichen Nachtheile bringt.

Innerer Halbmesser und Breite. Der innere Halbmesser R_1 des Flügelrades ist die Entfernung von der Drehungsaxe bis zum Anfange der Flügel. Die Breite b, Fig. 238, des Rades ist die parallel zur Axe gemessene Dimension der Flügel oder der Abstand der Scheiben a und c. Soll die Luft in das Rad ebenfalls mit der Geschwindigkeit U_0 einströmen, so muss die Cylinderfläche, welche die innere Begrenzung des Flügelraumes bildet, gleich sein dem Querschnitte des Rohres r, d. h. es muss

$$2 R_1 \pi b = R_0^2 \pi$$

$$b = \frac{R_0^2}{2 R_1}$$

sein. Damit die Luft nicht zu enge Kanäle zu passiren hat, ist es, wie oben bemerkt, vortheilhaft, b gross zu erhalten, daher für R_1 den kleinsten Werth R_0 zu nehmen oder

$$(5) \quad \ldots \ldots \quad R_1 = R_0 = 0{\cdot}564 \sqrt{\frac{m}{U_0}}$$

zu setzen. Hiefür wird

$$(6) \quad \ldots \ldots \ldots \quad b = \frac{R_1}{2}.$$

Allerdings entsteht dadurch an dem inneren Rande der Scheibe c, Fig. 238, eine Wirbelbildung und Contraktion, da die längs des Umfanges des Saughalses r zuströmenden Lufttheile ihre Bewegungsrichtung nicht plötzlich um 90^0 ändern können, — während, wenn R_1 grösser als R_0 ist, der Zusammenstoss des Rohres r mit dem Gehäuse abgerundet werden kann.

Winkel des innersten Flügelelementes mit dem Halbmesser. Es seien $A\,G$ und $B\,H$, Fig. 241, Theile der inneren und äusseren Peripherie des Rades, welches um die Axe O rotirt. Ferner seien U_0 und U_1 die absoluten Geschwindigkeiten der Luft unmittelbar vor und nach dem Eintritte in das Rad; U_0 ist radial gerichtet.

Die Geschwindigkeit U_1, mit welcher ein Lufttheilchen bei A in das Rad eintritt, lässt sich in zwei Componenten v_1 und u_1 zerlegt denken, von welchen v_1 mit der Umfangsgeschwindigkeit des Rades übereinstimmt und dessen Peripherie in A berührt, u_1 aber eine bei A beginnende Flügel-

curve $A\,B$ tangirt, daher die relative Geschwindigkeit gegen das erste Element dieser Curve darstellt.

Soll der Eintritt der Luft in das Rad ohne Stoss erfolgen, so muss U_1 der Grösse und Richtung nach mit U_0 übereinstimmen, daher $U_1 = U_0$ und U_1 radial gerichtet sein; der Winkel, welchen v_1 und U_1 einschliessen, muss folglich ein rechter sein. Bezeichnet man den Winkel der Richtungen von u_1 und U_1 mit α_1, so hat man

$$tg\,\alpha_1 = \frac{v_1}{U_1}.$$

Hierin kann v_1 durch die später zu berechnende Zahl n der Umgänge pr. Minute ausgedrückt werden. Die Entfernung des Punktes A vom Mittelpunkte ist R_1, daher

$$60\,v_1 = n\,.\,2\,R_1\,\pi$$

$$v_1 = \frac{\pi}{30}\,n\,R_1 \text{ und}$$

$$(7) \quad \ldots\ldots\ tg\,\alpha_1 = \frac{\pi}{30}\,\frac{n\,R_1}{U_1} = 0{\cdot}105\frac{n\,R_1}{U_1}.$$

Durch diese Gleichung ist der Neigungswinkel α_1 des ersten Flügelelementes gegen den Halbmesser bestimmt.

Die Flügelcurve selbst kann eine beliebige Form haben, nur muss ihre Krümmung eine allmälige sein, um keine plötzliche Richtungs- oder Geschwindigkeitsänderung der Luft hervorzubringen.

Wegen $U_1 = U_0$ kann nun auch in (5) U_1 statt U_0 gesetzt werden.

Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades. Die allgemeine Gleichung (4) kann auf die Bewegung der Luft durch die zwischen den Flügeln des Ventilators eingeschlossenen Kanäle angewendet werden. Setzt man in derselben

$$(8) \quad \ldots\ldots\ \frac{2g\varkappa}{\varkappa-1}\,\frac{p_1}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = P,$$

so ergibt sich

$$(9) \quad \ldots\ldots\ u^2 - v^2 = -P + C,$$

worin u die relative und v die Peripheriegeschwindigkeit der Luft an einer beliebigen Stelle des Flügelraumes, C eine Constante und P den von p, d. i. von der Spannung der Luft an der betreffenden Stelle abhängigen Ausdruck P bedeutet. In letzterem sind nun unter p_1 und δ_1 Spannung und spezifisches Gewicht zu verstehen, welche die Luft beim Eintritt in das Flügelrad besitzt.

Bedeuten u_1 v_1 die Geschwindigkeiten und p_1 die Pressung beim

Eintritt in das Rad, $u_2\, v_2\, p_2$ dieselben Grössen für die Austrittsstelle, so wird nach (9)

$$u_1^2 - v_1^2 = -P_1 + C$$
$$u_2^2 - v_2^2 = -P_2 + C,$$

wobei P_1 und P_2 sich ergeben, indem man in (8) beziehungsweise p_1 und p_2 für p setzt. Zieht man letztere beide Gleichungen von einander ab, so erhält man

(10) . . . . . $u_1^2 - v_1^2 + v_2^2 - u_2^2 = P_2 - P_1$.

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck, Fig. 241, folgt aber

(11) . . . . . $u_1^2 - v_1^2 = U_1^2$.

Es sei ferner $M\,N$, Fig. 243, ein Theil eines Ventilatorflügels, O die Axe des Rades. Eine an die Flügelcurve im Punkte N gezogene Tangente, welche zugleich die Richtung der relativen Geschwindigkeit u_2 bestimmt, schliesse mit dem Halbmesser $O\,N$ den Winkel α_2 ein. Die Richtung der Peripheriegeschwindigkeit v_2 berührt im Punkte N den äusseren Radumfang, die Resultirende von u_2 und v_2 ist U_2. Aus dem Geschwindigkeitsdreieck folgt

$$U_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2\,u_2\,v_2\,cos\,(90 - \alpha_2),$$
$$u_2^2 = U_2^2 - v_2^2 + 2\,u_2\,v_2\,sin\,\alpha_2,$$

(12) . . . . $v_2^2 - u_2^2 = 2\,v_2^2 - 2\,u_2\,v_2\,sin\,\alpha_2 - U_2^2$.

Führt man die Werthe (11) und (12) in (10) ein, so erhält man

$$U_1^2 + 2\,v_2^2 - 2\,u_2\,v_2\,sin\,\alpha_2 - U_2^2 = P_2 - P_1$$
$$v_2^2 - u_2\,v_2\,sin\,\alpha_2 = \frac{U_2^2 + P_2 - U_1^2 - P_1}{2}.$$

Die Grössen $U_1^2 + P_1$ und $U_2^2 + P_2$ beziehen sich auf die Ein- und Austrittsstelle für die Luft, somit auf das Ende des ruhenden Zuleitungs- und den Anfang des gleichfalls ruhenden Ableitungskanales. Wegen (8) besitzt der Werth dieser Grössen die Form

$$U^2 + \frac{2\,g\,\varkappa}{\varkappa - 1}\,\frac{p_1}{\delta_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}},$$

und nach der S. 10 gegebenen Ableitung ist dieser Ausdruck für die Bewegung durch ein ruhendes Rohr constant, wobei U die Geschwindigkeit, p die Spannung an einer beliebigen Stelle des Rohres bedeuten, und allmälige Querschnittsänderungen vorausgesetzt sind.

Nach den bisher angenommenen Dimensionen ist aber die Geschwindigkeit U der Luft bis zu ihrem Eintritt in das Flügelrad constant, daher muss nach dem Obigen auch der Werth P und mithin die Pressung p selbst auf diesem Wege ungeändert bleiben, daher auch das spezifische Gewicht sich nicht ändert. Unter p_1 und δ_1 können folglich

auch Spannung und spezifisches Gewicht der Luft im Einlaufrohr verstanden werden.

Ferner geht aus dem Gesagten hervor, dass man in obiger Gleichung statt $U_2^2 + P_2$ auch Werthe $U^2 + P$ setzen kann, welche beliebigen anderen Stellen des Ableitungskanales für die Luft entsprechen. Besitzen also U, p und P in der Windleitung die Werthe U_3, p_3 und P_3, so ist

$$U_2^2 + P_2 = U_3^2 + P_3,$$

und hiemit ergibt sich

$$(13) \quad \ldots \quad v_2^2 - u_2 v_2 \sin \alpha_2 = \frac{U_3^2 + I_3 - U_1^2 - P_1}{2}$$

$$(14) \quad \ldots \quad v_2 = \frac{u_2 \sin \alpha_2}{2} + \sqrt{\frac{u_2^2 \sin \alpha_2^2}{4} + \frac{U_3^2 + P_3 - U_1^2 - I_1}{2}},$$

in welcher Gleichung U_1, P_1, U_3 und P_3 als gegeben anzusehen sind, da erstere beide den Anfangs-, letztere beide den Endzustand der Luft charakterisiren, diese Zustände aber bekannt sein müssen, um den Ventilator zu berechnen, welcher die Umänderung des einen in den anderen bewirken soll.

Winkel des äussersten Flügelelementes mit dem Halbmesser. Eine geringe Umfangsgeschwindigkeit v_2 ist vortheilhaft, weil dabei entweder die Zahl der Umgänge oder der äussere Durchmesser kleiner werden. Da in dem Werthe (14) von v_2 ausser $u_2 \sin \alpha_2$ nur gegebene Grössen vorkommen, so wird v_2 am kleinsten, wenn $u_2 \sin \alpha_2$ den geringsten Werth besitzt, also gleich Null ist. Nun muss u_2, d. h. die relative Geschwindigkeit an der Austrittsstelle des Rades von Null verschieden sein, da sonst gar keine Luft durchströmen würde; es ist mithin die genannte Bedingung nur dadurch zu erfüllen, dass man $\sin \alpha_2 = 0$, daher

$$(15) \quad \ldots \quad \alpha_2 = 0$$

nimmt, also (vergl. Fig. 243) die Flügel radial auslaufen lässt, welche von Rittinger gemachte Annahme beibehalten werden soll.

Bei derselben ist auch, wie später gezeigt wird, die relative Geschwindigkeit u_2, daher der Effektsverlust durch Reibung der Luft an den Flügelflächen am geringsten, während u_2 umsomehr wächst, je mehr α_2 von Null verschieden ist. Desgleichen wird U_2 grösser, wenn die Flügel vorwärts gekrümmt sind. Man findet daher bei keiner ausgeführten Ventilator-Construktion diese Flügelform.

Kleinste Umfangsgeschwindigkeit und Näherungswerth für dieselbe. Für $\alpha_2 = 0$ ergibt sich aus (14) die kleinste Umfangsgeschwindigkeit

$$(16) \quad \ldots \quad v_2 = \sqrt{\frac{U_3^2 + P_3 - U_1^2 - P_1}{2}}.$$

Vorausgesetzt, dass beim Eintritt der Luft in den Saughals kein Effektsverlust stattfinde, ist der Ausdruck $U^2 + P$ für die äussere Luft ebenso gross als im Saughals, wo derselbe den Werth $U_1^2 + P_1$ besitzt. Für die äussere Luft ist aber $U = 0$, und sei $p = p_a$, $P = P_a$, so hat man

$$(17) \quad \ldots \quad U_1^2 + P_1 = P_a, \text{ daher}$$

$$(18) \quad \ldots \quad v_2 = \sqrt{\frac{P_3 - P_a + U_3^2}{2}}.$$

Nach (8) ergeben sich die Werthe P_3 und P_a, indem man dort p_3 und p_a statt p setzt,

$$P_3 = \frac{2g\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_1}{\delta_1} \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \text{ und}$$

$$P_a = \frac{2g\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_1}{\delta_1} \left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}},$$

es wird somit

$$(19) \quad \ldots \quad P_3 - P_a = \frac{2g\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{p_1}{\delta_1} \left[\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - \left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right].$$

Bezeichnet man die den Spannungen p_3 und p_1 entsprechenden Manometerhöhen mit h_3 und h_1, den Barometerstand mit b und das spezifische Gewicht der Flüssigkeit des Barometers und Manometers mit γ, so hat man

$$(20) \quad \ldots \quad p_1 = (b + h_1)\gamma, \text{ ferner}$$

$$\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(\frac{b + h_3}{b + h_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{h_3 - h_1}{b + h_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} =$$

$$= 1 + \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{h_3 - h_1}{b + h_1} + \ldots$$

Da bei Ventilatoren nur Pressungen h_3 vorkommen, welche höchstens auf 0·05 bis 0·06^m Quecksilber steigen, während der Barometerstand b circa 0·7^m beträgt, so können die folgenden Glieder der obigen Reihe, welche höhere Potenzen des Verhältnisses von $h_3 - h_1$ zu $b + h_1$ enthalten, vernachlässigt werden, so dass sich annähernd

$$\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 1 + \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{h_3 - h_1}{b + h_1}$$

ergibt. Nachdem die Manometerhöhe h_a, welche der äusseren Spannung p_a entspricht, gleich Null ist, erhält man auf gleiche Art

$$\left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 1 - \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \frac{h_1}{b + h_1}.$$

Es wird mithin

$$(21) \quad \ldots \quad \left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - \left(\frac{p_s}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\,\frac{h_3}{b+h_1},$$

und indem man die Werthe (20) und (21) in (19) einsetzt,

$$(22) \quad \ldots\ldots\ldots \quad P_3 - P_s = -\frac{2g\gamma}{\delta_1} h_3.$$

Durch Einführung dieses Ausdruckes in (18) folgt weiter

$$(23) \quad \ldots\ldots\ldots \quad v_2 = \sqrt{\frac{g\gamma}{\delta_1} h_3 + \frac{U_3^2}{2}}.$$

Endlich kann man in der Regel das zweite Glied der Grösse unter dem Wurzelzeichen gegen das erste vernachlässigen, daher ergibt sich, indem man noch der Einfachheit wegen h statt h_3 und δ statt δ_1 setzt,

$$(24) \quad \ldots\ldots\ldots \quad v_2 = \sqrt{\frac{g\gamma}{\delta} h},$$

worin nun h die Pressung in der Windleitung, δ das spezifische Gewicht der Luft im Saughalse, welches dem der äusseren Luft sehr nahe gleich ist, bedeuten.

Nur bei sehr kleinen Pressungen, wie sie z. B. bei Ventilation der Gruben vorkommen, darf in (23) die Grösse U_3 nicht vernachlässigt werden.*)

Zahl der Umgänge und äusserer Halbmesser. Es seien n die Zahl Umgänge pr. Minute und R_2 der äussere Halbmesser des Flügelrades, so hat man

$$60\, v_2 = 2\, R_2\, \pi\, .\, n$$

$$n = \frac{30}{\pi}\,\frac{v_2}{R_2}.$$

---

*) Die Geschwindigkeit U_3 in der Windleitung wird gewöhnlich gleich 10^m angenommen, daher wird

$$\frac{U_3^2}{2} = 50.$$

Sei nun die Pressung h nur gleich $0{\cdot}005^m$ Quecksilber, so ergibt sich wegen $g = 9{\cdot}8088^m$ und $\gamma = 13600$ Kil., und da man im Mittel $\delta = 1{\cdot}25$ Kil. setzen kann,

$$\frac{g\gamma}{\delta} h = 534,$$

daher der Näherungswerth

$$v_2 = \sqrt{534} = 23{\cdot}1$$

und der genauere

$$v_2 = \sqrt{534 + 50} = 24{\cdot}2.$$

Führt man hierin den Werth (24) von v_2 ein, so ergibt sich

$$(25) \quad \ldots\ldots\ldots n = \frac{30}{\pi R_2}\sqrt{\frac{g\gamma}{\delta}h}\,.$$

Setzt man $g = 9{\cdot}8088^m$, γ für Quecksilber gleich 13600, das spezifische Gewicht δ der Luft im Mittel gleich 1·25 Kil., so folgt

$$(26) \quad \ldots\ldots\ldots n = \frac{3120}{R_2}\sqrt{h},$$

worin h in Metern Quecksilber einzusetzen ist.

Nach Rittinger's Versuchen muss jedoch die Zahl der Umgänge grösser als der theoretische Werth (26) genommen werden, um die gewünschte Pressung h wirklich zu erreichen. Diese Versuche ergaben bei einem Ventilator mit hoher Pressung (0·06^m Quecksilber) die erforderliche Steigerung gleich 30 Prozent; bei geringer Pressung scheint dieselbe grösser zu werden, wie die mit einem offenen saugenden Ventilator mit niedriger Pressung (0·003^m Quecksilber) angestellten Versuche andeuten, wo die nothwendige Erhöhung der Umgangszahl 70 Prozente betrug. Dies dürfte indessen grossentheils eben dem Umstande zuzuschreiben sein, dass der erwähnte Ventilator offen war und der Auslaufraum eines solchen weit weniger dem Zwecke entspricht als ein geschlossenes Gehäuse.

Die Gleichung (26) enthält zwei unbekannte Grössen n und R_2, von welchen eine gewählt werden muss.

Eine grosse Umgangszahl n ist zu vermeiden, weil das Flügelrad dabei in nachtheilige Vibrationen geräth, die Lager sich rasch auslaufen und viel Schmiermaterial verbrauchen; auch ist eine starke Umsetzung von der Kraftmaschine nothwendig. Soll nun n klein werden, so muss R_2 vergrössert werden. Ein grosser Halbmesser R_2 erschwert jedoch die Montirung, sowie den luftdichten Anschluss des Ventilators an das ruhende Gehäuse und macht den Apparat kostspieliger.

Hieraus ist ersichtlich, dass die Pressung h, welche dem Produkte von n und R_2 proportional ist, nicht zu hoch steigen sollte. Es sind zwar mit nach der vorstehenden Theorie construirten Ventilatoren Spannungen bis 0·065^m Quecksilber erreicht worden, für eine dauernde praktische Verwendung sind jedoch 0·025 bis 0·03^m als Maximum zu betrachten. Für 0·03^m Quecksilber z. B. ergibt sich nach (26)

$$n = \frac{540}{R_2},$$

und hieraus erhält man

für $R_2 = 0{\cdot}8^m$, $n = 675$
„ „ $0{\cdot}6^m$, $n = 900$,

also mit Rücksicht darauf, dass diese Umgangszahlen um etwa 30%, daher auf 878 und 1170 zu steigern sein werden, bei ziemlich grossen Durchmessern schon beträchtliche Umgangszahlen.

Bei der Wahl von R_2 ist übrigens auch der unter (5) erhaltene Werth von R_1 zu berücksichtigen; es soll $R_2 - R_1$, d. h. die radiale Dimension des Flügelraumes, nicht zu klein werden, damit die Geschwindigkeits- und Pressungsänderung der Luft nicht auf einem zu kurzen Wege erfolgen muss.

Relative und absolute Austrittsgeschwindigkeit der Luft. Die Kenntniss des Werthes dieser Grössen ist nicht ohne Wichtigkeit, da von der relativen Geschwindigkeit die Reibung der Luft in den Kanälen des Rades, von der absoluten die Widerstände im Gehäuse und in dem Ansatzrohre bis zur Windleitung abhängig sind. Da ferner die absolute Geschwindigkeit beim Durchgange durch den Ventilator von U_1 auf U_2 gesteigert wird und dann wieder auf den in der Windleitung vorhandenen Werth U_3 sinkt, so ist es jedenfalls vortheilhaft, wenn U_2 klein ausfällt, weil die Geschwindigkeitsänderungen, wenn auch die Röhrenquerschnitte sich allmälig ändern, doch stets mit Effektsverlusten verbunden sind.

Die Luftmenge, welche an einem beliebigen kleinen Theil NB, Fig. 243, des Ventilator-Umfanges pr. Sekunde abströmt, ergibt sich, indem man AB senkrecht auf NA zieht, da b die Breite des Rades ist, gleich

$$u_2 b . \overline{AB} = u_2 b . \overline{NB} \cos \alpha_2,$$

mithin die am ganzen Umfang abströmende Menge

(27) . . . . . $m = u_2 b . 2 R_2 \pi \cos \alpha_2$;

die in das Rad einströmende Menge ist aber

(28) . . . . . $m = 2 R_1 \pi b U_1$,

und aus (27) und (28) folgt

$$u_2 R_2 \cos \alpha_2 = U_1 R_1$$

$$(29) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad u_2 = \frac{R_1}{R_2} \frac{U_1}{\cos \alpha_2}.$$

Verlängert man ferner in Fig. 243 den Halbmesser ON bis P, so ergibt sich aus dem Dreieck NPQ

(30) . . $U_2^2 = \overline{PN}^2 + \overline{PQ}^2 = u_2^2 \cos \alpha_2^2 + (v_2 - u_2 \sin \alpha_2)^2$.

Setzt man in (13) den Werth (17) ein, so erhält man

$$v_2^2 - u_2 v_2 \sin \alpha_2 = \frac{P_3 - P_s + U_3^2}{2},$$

und wenn man hierin wie bei Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit

U_3 vernachlässigt, den Werth (22) einführt und δ statt δ_1, h statt h_3 setzt,

$$(31) \quad \ldots \ldots \quad v_2^2 - u_2 v_2 \sin \alpha_2 = \frac{g\gamma}{\delta} h$$

$$v_2 - u_2 \sin \alpha_2 = \frac{g\gamma}{\delta} \frac{h}{v_2}.$$

Man kann ferner setzen

$$v_2 = \frac{n \cdot 2 R_2 \pi}{60} = \frac{\pi}{30} n R_2,$$

daher wird

$$v_2 - u_2 \sin \alpha_2 = \frac{30 g \gamma}{\pi \delta} \frac{h}{n R_2},$$

und indem man diesen und den Werth (29) in (30) substituirt

$$(32) \quad \ldots \ldots \quad U_2 = \sqrt{\left(\frac{R_1}{R_2} U_1\right)^2 + \left(\frac{30 g \gamma}{\pi \delta} \frac{h}{n R_2}\right)^2}.$$

Setzt man endlich in diesem Ausdrucke $g = 9{\cdot}8088$, $\gamma = 13600$, $\delta = 1{\cdot}25$, so erhält man

$$(33) \quad \ldots \ldots \quad U_2 = \frac{U_1}{R_2} \sqrt{R_1^2 + \left(\frac{1{,}019200\, h}{n U_1}\right)^2}.$$

Durch die Formeln (29) und (33) sind nun die relative und die absolute Austrittsgeschwindigkeit bestimmt. Man sieht, dass bei gegebenem R_2, u_2 mit α_2 abnimmt und seinen kleinsten Werth für $\alpha_2 = 0$ oder $\cos \alpha_2 = 1$, d. h. bei radialen Flügelenden, erreicht; von da an wächst u_2 wieder.

Flügelform. Die Flügel sind zur Vermeidung von Effektsverlusten gekrümmt herzustellen, weil die Kanäle sich dann allmälig erweitern. Wählt man die Kreisform, so lässt sich der Halbmesser für die Flügelkrümmung auf folgende Art finden. Es sei, Fig. 239, AB ein Flügel, O die Drehungsaxe, mithin $OA = R_1$, $OB = R_2$ und der Winkel des ersten Flügelelementes mit dem Radius OQ gleich α_1. Zieht man AC und BC normal zur Flügelkrümmung in den Punkten A und B, so ist der Durchschnitt C der Mittelpunkt und $AC = BC = \varrho$ der Halbmesser der Flügelkrümmung.

Da das Ende B des Flügels eine radiale Richtung hat, so ist der Winkel OBC ein rechter und folgt aus dem Dreieck OBC

$$\overline{OC}^2 = \varrho^2 + R_2^2.$$

Der Winkel QAC ist gleich $90 - \alpha_1$, daher der Winkel

$$OAC = 180 - QAC = 90 + \alpha_1,$$

und aus dem Dreieck OAC folgt

$$\overline{OC}^2 = \varrho^2 + R_1^2 - 2\varrho R_1 \cos(90 + \alpha_1) = \varrho^2 + R_1^2 + 2\varrho R_1 \sin\alpha_1,$$

somit durch Vergleichung beider Werthe von $\overline{OC}^2$

$$R_2^2 = R_1^2 + 2\varrho R_1 \sin\alpha_1$$

$$(34) \quad \varrho = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 R_1 \sin\alpha_1}.$$

Anzahl der Flügel. Ist die Zahl der Flügel gross, so erhalten die Lufttheilchen eine bessere Leitung; anderseits werden dabei die Kanäle enger, daher die Reibung grösser. Sei e die Entfernung der äusseren Flügelenden, z die Anzahl der Flügel, so hat man

$$z e = 2 R_2 \pi,$$

daher

$$(35) \quad z = 6{\cdot}3 \frac{R_2}{e}.$$

Für e gibt man den Werth $0{\cdot}21^m$ an; selbstverständlich ist es nicht nothwendig, dass derselbe genau eingehalten werde.

Form des Gehäuses. Damit die Luft aus dem Rade ohne Effektsverlust austrete, soll dieselbe in dem Raume, welcher das Rad zunächst umgibt, keine grössere Geschwindigkeit anzunehmen gezwungen sein, als sie beim Austritte besitzt; es muss daher auch der Querschnitt ST, Fig. 237, die entsprechende Grösse erhalten, damit die Geschwindigkeit innerhalb desselben nicht grösser als U_2 wird. Der Querschnitt ST ist ein Rechteck von der Breite b; sei H seine Höhe, so ist die austretende Windmenge m, wenn man von der Aenderung der spezifischen Gewichte absieht,

$$m = b H U_2,$$

und wegen $b = \frac{R_1}{2}$ und $m = R_1^2 \pi U_1$ ergibt sich

$$(36) \quad H = \frac{m}{b U_2} = \frac{2 R_1^2 \pi U_1}{R_1 U_2} = \frac{6{\cdot}28 R_1 U_1}{U_2}$$

als geringste zulässige Höhe der Austrittsöffnung. Setzt man hierin den Werth von U_2 aus (33), so erhält man

$$(37) \quad H = \frac{6{\cdot}28 R_1 R_2}{\sqrt{R_1^2 + \left(\frac{1{,}019200\, h}{n U_1}\right)^2}}.$$

Dieser Werth muss wieder nicht genau eingehalten werden, es ist vielmehr zu empfehlen, denselben etwas zu vergrössern, damit die Luft schon im Gehäuse ihre Geschwindigkeit ermässige.

Da ferner an gleichen Theilen des Umfanges gleich viel Luft abströmt, soll die radiale Dimension des Raumes Fig. 237, welcher das Flügelrad umgibt, von Null bis H gleichförmig wachsen, d. h. die Wand des Gehäuses ist nach einer archimedischen Spirale zu krümmen. Der rechteckige Querschnitt ST wird durch ein entsprechend geformtes Rohr in den runden der Windleitung übergeführt.

Betriebskraft. Zur Bestimmung derselben dient die allgemein für Gebläse geltende Formel

$$(38) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \mathfrak{E} = \frac{m h \gamma}{\varepsilon},$$

in welcher m die pr. Sekunde zu liefernde Luftmenge von atmosphärischer Spannung und Temperatur in Cubikmetern, h die zu erzeugende Manometerhöhe der Luft in der Windleitung in Metern Quecksilber, $\gamma = 13600$ Kil. das spezifische Gewicht des Quecksilbers und ε den Wirkungsgrad bedeuten.

Mit Ventilatoren, die nach der gegebenen Theorie construirt waren, hat man Wirkungsgrade bis 30% erreicht; für die Berechnung von $\mathfrak{E}$ ist es sicherer, blos

$$\varepsilon = 0{\cdot}25$$

zu setzen.

Ausführung der Berechnung. In den Formeln für Centrifugalventilatoren erscheinen folgende Grössen, für welche Meter und Kilogramm als Einheiten gelten:

a) Gegebene Grössen:

m die pr. Sekunde zu liefernde Windmenge von atmosphärischer Spannung und Temperatur;

h die Quecksilber-Manometerhöhe, welche der Pressung in der Windleitung entspricht;

U_1 Geschwindigkeit der Luft im Einlaufrohre, nicht grösser als 10^m zu wählen;

e Entfernung der äusseren Schaufelenden von einander, welche gleich $0{\cdot}21^m$ genommen werden mag;

ε Wirkungsgrad, gleich 0·25 anzunehmen.

b) Zu ermittelnde Grössen:

R_0 Halbmesser des Einlaufrohres;

R_1 innerer Halbmesser des Flügelrades;

R_2 äusserer Halbmesser des Flügelrades;

b Breite desselben, parallel zur Axe gemessen;

n Zahl Umdrehungen des Flügelrades pr. Minute;

α_1 Winkel des innersten Flügelelementes gegen den Halbmesser;

α_2 Winkel des äussersten Flügelelementes gegen den Halbmesser;
ϱ Halbmesser der Flügelkrümmung;
z Zahl der Flügel;
H Höhe der Mündung des Gehäuses in die Windleitung;
$\mathfrak{E}$ Betriebskraft.

Formeln zur Berechnung:

(5) . . . . . $R_1 = R_0 = 0{\cdot}564 \sqrt{\frac{m}{U_1}}$;

(6) . . . . . $b = \frac{R_1}{2}$;

(26) . . . . . $n = \frac{3120}{R_2}\sqrt{h}$;

(7) . . . . . $tang\ \alpha_1 = 0{\cdot}105\ \frac{n R_1}{U_1}$;

(15) . . . . . $\alpha_2 = 0$;

(35) . . . . . $z = 6{\cdot}3\ \frac{R_2}{e}$;

(34) . . . . . $\varrho = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 R_1\ sin\ \alpha_1}$;

(37) . . . . . $H = \frac{6{\cdot}28\ R_1\ R_2}{\sqrt{R_1^2 + \left(\frac{1{,}019200\ h}{n\ U_1}\right)^2}}$;

(38) . . . . . $\mathfrak{E} = \frac{13600\ m\ h}{\varepsilon}$.

In der Formel (26) ist von den Grössen n und R_2 eine zu wählen, und der Coëfficient 3120 für $h = 0{\cdot}004$ bis $0{\cdot}04^m$ um circa 30 Prozente zu vergrössern. Auch der Werth von H kann etwas erhöht werden.

Beispiel. Es sei eine Windmenge $m = 0{\cdot}5$ Kubikmeter pr. Sekunde mit einer Pressung von 2 Cent. $= 0{\cdot}020^m$ Quecksilber zu liefern. Nimmt man $U_1 = 5^m$ so ergibt sich aus (5) und (6)

$$R_1 = R_0 = 0{\cdot}178 \text{ rund } 0{\cdot}18^m$$
$$b = 0{\cdot}09^m.$$

Aus (26) folgt ferner, wenn man die Zahlencoëfficienten um 30% vergrössert,

$$n = \frac{1{\cdot}3 \,.\, 3120}{R_2}\sqrt{0{\cdot}02} = \frac{573}{R_2}.$$

Für

$$R_2 = 0{\cdot}6^m$$

wird

$$n = 955,$$

welche Grössen beibehalten werden können.

Ferner wird nach (7) und (15)

$$tang\ \alpha_1 = 3{\cdot}62,\ \alpha_1 = 74^0\ 30',$$
$$\alpha_2 = 0;$$

dann für $e = 0{\cdot}21^m$ nach (35) die Flügelzahl

$$z = 18,$$

und nach (34) und (37)

$$\varrho = 0{\cdot}94^m,\ H = 0{\cdot}0926^m;$$

nach der zu Formel (37) gemachten Bemerkung kann man diesen Werth etwa auf

$$H = 0{\cdot}12^m$$

vergrössern. Die Betriebskraft endlich folgt aus (38) für $\varepsilon = 0{\cdot}25$

$$\mathfrak{E} = 544 \text{ Kilogramm-Meter},$$

oder $\frac{544}{75}$ = rund $7^1/_2$ Pferdekräfte.

Verzeichnung der Flügel und des Gehäuses. Um die Flügel zu verzeichnen, zieht man an einem beliebigen Punkte A, Fig. 237, des äusseren Radumfanges eine Tangente, macht $AB = \varrho$, beschreibt durch B einen mit dem Radumfange concentrischen Kreis, theilt denselben in z Theile und zieht aus den erhaltenen Punkten BB_1 .. mit dem Halbmesser ϱ Kreisbögen von der inneren bis zur äusseren Peripherie des Rades.

Fallen die inneren Flügelenden zu nahe zusammen, so kann man, wie in Fig. 237 angegeben ist, die abwechselnden Flügel etwas kürzer machen.

Die Verzeichnung der spiralförmigen Wand des Gehäuses kann annähernd aus Kreisbögen auf die Weise erfolgen, dass man Fig. 237 über dem Mittelpunkte des Flügelrades ein Quadrat 1 2 3 4 construirt, dessen Seiten gleich $\frac{H}{4}$ sind und, wie in der Zeichnung angegeben ist, verlängert werden. Aus den Mittelpunkten 1 2 3 4 beschreibt man sodann der Reihe nach die Kreisbögen S I, I II, II III und III T.

Andere Ventilator-Construktionen. Zu den wesentlicheren Abweichungen, welche andere Ventilatoren gegen die bisher angenommene Construktion zeigen, gehört erstlich die häufig vorkommende Verengung des Flügelraumes gegen aussen oder die Abnahme der Breite b vom inneren gegen den äusseren Umfang, welche dadurch erzielt wird, dass man die Scheiben ac, Fig. 238, schwach konisch statt eben formt; ferner die Zurückkrümmung der Flügel, indem man nach Fig. 243 den Winkel α_2 grösser als Null statt gleich Null macht.

Der ersteren Modifikation liegt mitunter die Anschauung zu Grunde, dass die Luft, indem sie gegen aussen in einen engeren Querschnitt gelangt, bei gegebener Umfangsgeschwindigkeit eine höhere Pressung erhalte, dass mithin zur Erzielung einer gegebenen Pressung eine kleinere Umfangsgeschwindigkeit v_2 erforderlich sei. Diese Anschauung

ist jedoch unrichtig. Bei Ableitung des Werthes (14) für v_2 ist die Breite des Ventilators nirgends in Rechnung gekommen, und es ist diese Ableitung überhaupt unabhängig von der Art, wie der Querschnitt des zwischen zwei Flügeln enthaltenen Kanals sich ändert, daher die Formel (14) auch für einen nach aussen verengten Flügelraum gilt. Im Werthe (14) von v_2 sind nun die Grössen mit Ausnahme von $u_2 \sin \alpha_2$ in jedem Falle gegeben; für die modifizirte Construktion kann daher eine Aenderung von v_2 nur mehr aus dem Werthe $u_2 \sin \alpha_2$ resultiren. Bei radial auslaufenden Flügeln ist aber $\alpha_2 = 0$, $u_2 \sin \alpha_2 = 0$, und ergibt sich mithin v_2 gleich gross, ob nun der Flügelraum constante oder abnehmende Breite besitzt. Laufen dagegen die Flügel nicht radial aus, so wächst nach (14) v_2 mit u_2; bei abnehmender Breite wird aber der Austrittsquerschnitt für die Luft kleiner, mithin u_2 grösser; es erfordert also dann die Verengung des Flügelraumes unter sonst gleichen Umständen eine Steigerung statt einer Abnahme der Umfangsgeschwindigkeit.

Dagegen kann als Nutzen dieser Construktion die verminderte Contraktion und Ablenkung des in das Rad eintretenden Luftstromes bezeichnet werden. Man findet Ventilatoren, bei welchen beiderseits Saugöffnungen angebracht, daher beide Wände conisch geformt sind, und solche mit einseitiger Oeffnung, wie in Fig. 238, bei welchen nur die Wand c die genannte Form erhält. Nimmt man die Geschwindigkeit U_1 hinreichend klein, so ergibt sich die innere Breite grösser, so dass ungeachtet deren Verminderung gegen aussen die Geschwindigkeit u_2 und der entsprechende, aus der Reibung hervorgehende Effektverlust beliebig beschränkt werden kann.

Das Zurückkrümmen der Flügel hat nach den früheren Entwicklungen eine Vergrösserung von v_2 und u_2 zur Folge, wogegen die absolute Austrittsgeschwindigkeit U_2 abnimmt. Der später angestellte Vergleich zwischen Ventilatoren mit zurückgekrümmten und solchen mit radial auslaufenden Flügeln zeigt jedoch, dass erst bei starker Abweichung der Flügelenden von der radialen Richtung sich eine merkliche Verminderung des Werthes von U_2 ergibt.

Berechnung der Ventilatoren mit zurückgekrümmten Flügeln und verengtem Flügelraum. Bei der folgenden Rechnung sollen diese beiden Modifikationen zugleich berücksichtigt werden, da die Formeln sich sehr leicht für die Fälle umwandeln lassen, wo nur eine derselben in Anwendung kommt.

Bei verjüngtem Flügelraum hat man die innere, d. h. die an der Eintritts-, und die äussere, d. h. an der Austrittsseite gemessene Breite zu unterscheiden. Erstere soll mit b_1, letztere mit b_2 bezeichnet werden. Die S. 245 zusammengestellten Formeln ändern sich nun in folgender

Art. Die Werthe R_1 und R_0 sind nach (5), die innere Breite b_1 nach (6)

$$(39) \quad \ldots \ldots \ldots \quad b_1 = \frac{R_1}{2}$$

zu berechnen, b_2 wird gewählt. In Formel (5) wird man U_1 kleiner als bei constanter Breite, und zwar um so kleiner wählen, je stärker der Flügelraum verengt werden soll, damit die relative Geschwindigkeit beim Austritt vom Rade nicht zu gross ausfällt.

Die Formel (26) erhält eine andere Gestalt, weil die derselben zu Grunde liegende Annahme (15) wegfällt und α_2 von Null verschieden gewählt wird. Aus (31) folgt

$$(40) \quad \ldots \ldots \quad v_2 = \sqrt{u_2 v_2 \sin \alpha_2 + \frac{g\gamma}{\delta} h}.$$

Die Luftmenge m, welche in das Rad ein- und von demselben austritt, lässt sich nun nach (28) und (27) ausdrücken durch

$$m = 2 R_1 \pi b_1 U_1 = 2 R_2 \pi b_2 u_2 \cos \alpha_2;$$

hieraus folgt

$$(41) \quad \ldots \ldots \ldots \quad u_2 = \frac{R_1 b_1}{R_2 b_2} \frac{U_1}{\cos \alpha_2};$$

ferner ist

$$(42) \quad \ldots \ldots \ldots \quad v_2 = \frac{n \,.\, 2 R_2 \pi}{60};$$

multiplizirt man letztere beide Gleichungen mit einander, so ergibt sich

$$u_2 v_2 = \frac{\pi}{30} \frac{b_1}{b_2} \frac{n R_1 U_1}{\cos \alpha_2},$$

und wenn man diesen Werth in (40) einsetzt,

$$v_2 = \sqrt{\frac{\pi}{30} \frac{b_1}{b_2} n R_1 U_1 \operatorname{tang} \alpha_2 + \frac{g\gamma}{\delta} h}.$$

Aus (42) folgt

$$R_2 = \frac{30}{\pi} \frac{v_2}{n},$$

und indem man den obigen Werth von v_2 einführt,

$$R_2 = \frac{30}{\pi n} \sqrt{\frac{\pi}{30} \frac{b_1}{b_2} n R_1 U_1 \operatorname{tang} \alpha_2 + \frac{g\gamma}{\delta} h}.$$

Setzt man $\gamma = 13600$, $\delta = 1{\cdot}25$, $g = 9{\cdot}8088$, so ergibt sich hieraus weiter

$$(43) \quad . \quad R_2 = \frac{3120}{n} \sqrt{0{\cdot}000000981 \frac{b_1}{b_2} n R_1 U_1 \operatorname{tang} \alpha_2 + h}.$$

Bei constanter Breite des Rades ist $b_1 = b_2$ zu setzen; bei radial auslaufenden Flügeln aber ergibt sich $\alpha_2 = 0$, daher

$$R_2 = \frac{3120}{n}\sqrt{h}$$

übereinstimmend mit (26); der Coëfficient 3120 ist in (43) wieder entsprechend zu vergrössern.

Die relative Austrittsgeschwindigkeit u_2 ergibt sich nach (41), die absolute U_2 aber analog zu (33), indem nur dem ersten Gliede unter dem Wurzelzeichen der Faktor $\left(\frac{b_1}{b_2}\right)^2$ zuzufügen kommt,

$$(44) \quad \ldots \quad U_2 = \frac{U_1}{R_2}\sqrt{\left(R_1\frac{b_1}{b_2}\right)^2 + \left(\frac{1{,}019200\ h}{n\ U_1}\right)^2}.$$

Die Höhe H des Auslaufhalses wird

$$H = \frac{m}{b_2\ U_2} = \frac{R_1^{\,2}\,\pi\ U_1}{b_2\ U_2},$$

und wenn man den obigen Werth von U_2 einsetzt,

$$H = \frac{3{\cdot}14\ R_1^{\,2}\ R_2}{b_2\sqrt{\left(R_1\frac{b_1}{b_2}\right)^2 + \left(\frac{1{,}019200\ h}{n\ U_1}\right)^2}}.$$

Die Formeln (7), (35), (34) und (38) bleiben ungeändert.

Vergleich zwischen Ventilatoren mit radial auslaufenden und solchen mit zurückgekrümmten Flügeln. Um die sich ergebenden Umgangszahlen und Geschwindigkeiten der Luft bei diesen beiden Arten von Ventilatoren zu vergleichen, soll in dem auf S. 245 berechneten Beispiele einmal $\alpha_2 = 0$, das andere Mal $\alpha_2 = 45^0$ gesetzt, jedoch die Breite stets constant, also $b_1 = b_2 = b$ genommen werden. In beiden Fällen ergibt sich für

$$U_1 = 5^m,$$
$$R_1 = 0{\cdot}18^m,\ b = 0{\cdot}09^m,$$

dann erhält man für den Ventilator mit radial auslaufenden Flügeln oder $\alpha_2 = 0$ aus (26), (29) und (33)

$$n = \frac{441{\cdot}2}{R_2},\ u_2 = \frac{0{\cdot}9}{R_2},\ U_2 = \frac{5}{R_2}\sqrt{0{\cdot}0324 + \left(\frac{4077}{n}\right)^2},$$

und für den Ventilator mit zurückgekrümmten Flügeln wegen $\alpha_2 = 45^0$ und $b_1 = b_2$ aus (43) und (41)

$$R_2 = \frac{441{\cdot}2}{n}\sqrt{0{\cdot}0000441\ n + 1},\ u_2 = \frac{1{\cdot}273}{R_2};$$

für U_2 ergibt sich aus (44) derselbe Ausdruck wie oben. Unter n sind durchgehends die theoretischen Umgangszahlen zu verstehen.

Die folgende Tabelle entstand auf die Art, dass zuerst für gegebene Werthe von n die zugehörigen von R_2 für $\alpha_2 = 45^0$, sodann die zu

diesen Werthen von R_2 gehörigen von n für $\alpha_2 = 0$, endlich für beide Fälle die Geschwindigkeiten u_2 und U_2 nach obigen Formeln ermittelt wurden.

R_2 Meter	n		u_2 Meter		U_2 Meter	
	für $\alpha_2 = 45°$	für $\alpha_2 = 0$	für $\alpha_2 = 45°$	für $\alpha_2 = 0$	für $\alpha_2 = 45°$	für $\alpha_2 = 0$
0·745	600	592	1·71	1·21	45.6	46·2
0·561	800	786	2·27	1·60	45·4	46·2
0·451	1000	978	2·82	2·00	45·2	46·2
0·377	1200	1170	3·38	2·39	45·0	46·3
0·325	1400	1358	3·92	2·77	44·9	46·3

Diese Tabelle zeigt, dass bei $\alpha_2 = 45°$ statt $\alpha_2 = 0$ die Umgangszahl allerdings nur wenig grösser, aber auch die absolute Geschwindigkeit U_2 nur wenig herabgesetzt wird, wogegen die relative Geschwindigkeit u_2 merklich steigt. Nur bei sehr kleiner Pressung oder nahe tangentialen Flügelenden, wenn α_2 sich schon einem rechten Winkel nähert, würde U_2 erheblich kleiner, dafür aber n und u_2 um so mehr gesteigert. Es bietet daher das Zurückkrümmen der Flügel theoretisch keinen Vortheil.

Construktion des Rittinger'schen Ventilators. Diesen Ventilator zeigen Fig. 248 im Vertikalschnitt durch das Flügelrad, Fig. 249 im Horizontalschnitt durch die Axe. Das Flügelrad besteht aus zwei ringförmigen Blechscheiben a, c; die Scheibe c ist an einer gusseisernen Nabe, und diese an der Ventilatorwelle o befestigt. Die Scheibe a ist mit c durch die Flügel verbunden. Diese werden aus Blech in Form rechteckiger Platten mit Zäpfchen an den Langseiten geschnitten, entsprechend gebogen, die Zäpfchen in vorgebohrte Löcher der Scheiben a, c eingesenkt und vernietet. Die Scheibe c und die Nabe, oder selbst das ganze Rad können aus einem Stücke gegossen sein; nur wird im letzten Falle das Gewicht des Rades grösser. Die inneren Kanten der Flügel werden zugeschärft, damit sie den Eintrittsquerschnitt für die Luft nicht verengen.

Das Gehäuse g und sein Deckel d, an welchem sich der Saughals r befindet, sind durch ringsum laufende Flantschen und Schrauben verbunden. Mittelst angegossener, durch Rippen n verstärkter Lappen l ruht das Gehäuse auf der verankerten Fundamentplatte p, welche zugleich die Zapfenlager der Ventilatorwelle trägt. Die Riemenrolle s dient zur Bewegung des Flügelrades.

Da ein vollkommener Anschluss der äusseren Radperipherie an das

Gehäuse nicht möglich, sondern ein mit dem Durchmesser wachsender Spielraum nothwendig ist, so strömt ein Theil Luft längs der äusseren Wände der Scheiben *a c* gegen die Axe zurück, und sucht einerseits zwischen der Nabe des Flügelrades und dem Gehäuse *g* ins Freie, anderseits zwischen der Scheibe *a* und dem Deckel *d* in den Saughals *r* zurückzuströmen. Am ersteren Orte genügt es wegen des geringen Umfanges der Nabe, wenn von aussen eine Lederscheibe über die Spindel geschoben und am Gehäuse befestigt wird. Am inneren Rande der Scheibe *a* dagegen, wo der Luftverlust empfindlicher ist, wird ein abgedrehter metallener oder schmiedeeiserner Ring *u* festgeschraubt, welcher sich möglichst luftdicht an den gleichfalls abgedrehten Rand des Saughalses *r* anschliesst. Damit die Reibung nicht zu gross werde, ist die Ventilatorwelle zwischen der Feder *f* und Stellschraube *t*, welche an den Zapfenlagern ihre Stützpunkte finden, festgehalten. Die Schraube *t* gestattet, die Welle sammt Flügelrad parallel zur Axe zu verschieben, mithin den Ring *u* ganz nahe an den Deckel *d* zu stellen, ohne dass ein wirkliches Andrücken stattfindet.

Die schnelle Drehung der Welle veranlasst eine starke Abnützung der Lager und einen bedeutenden Verbrauch an Schmiere. Es ist daher zweckmässig, die Lagerschalen lang zu machen, und damit die Montirung dadurch nicht erschwert werde, Kugellager anzuwenden, wie es Fig. 249 andeutet. Auch hat man bei anderen Ventilatoren eine Kühlung mit Wasser angewandt; zu dem Behufe erhält die Welle die Form eines Rohres, in dessen beide Enden zwei feste Röhren münden, welche für den Zu- und Abfluss des Wassers dienen.

Schwarzkopff's Ventilator. Dieser besteht nach Fig. 244*) aus einer konischen Scheibe *s*, mit Flügeln *a* versehen, welche die in der Vorderansicht Fig. 245 angegebene radiale Form besitzen und nur an den Enden etwas gekrümmt sind. Die Scheibe *s* ist auf der Welle *w* fest und rotirt mit derselben; den Ventilator umgibt ein Gehäuse, aus zwei Theilen *A B* bestehend, von welchen *A* offen, *B* mit der Windleitung verbunden ist.

Die zwischen *A* und *s* eintretende Luft nimmt die rotirende Bewegung des Flügelrades an und strömt zugleich wegen ihrer Trägheit in der Richtung der Pfeile, Fig. 244, gegen den äussersten Theil des Gehäuses; um die kreisförmige Bewegung der Luft in die geradlinige längs der Windleitung überzuführen, sind an *B* die Leitcurven *b* angegossen, deren Form Fig. 246 zeigt, und welche zum Theil zu einer Nabe zusammenlaufen, an der das innere Lager der Welle *w* befestigt ist.

*) Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Lloyd's Ventilator. Der Ventilator von Lloyd*), Fig. 255 und 256, enthält sechs Blechflügel *a*, welche durch Arme und Nabe an die Welle *o* befestigt und beiderseits mit kegelförmigen Blechscheiben *s* bedeckt sind. Die Kanäle zwischen den Flügeln werden mithin gegen aussen schmäler. Das Gehäuse besteht aus vier bei *m n* und *p q* zusammenstossenden Theilen, von welchen die unteren beiden mittelst angegossener Träger *t* die Lager für die Welle stützen; an die Oeffnung *w* schliesst sich die Windleitung. Wie bei allen nachfolgend beschriebenen Ventilatoren erfolgt das Einsaugen an beiden Seiten des Gehäuses durch kreisförmige Oeffnungen. Der Ventilator von Ducommun und Dubied ist ähnlich dem eben beschriebenen.

Auch Sturtevant's Ventilator**) besitzt einen gegen aussen convergirenden Flügelraum. Bei den Lagern desselben ist ein besonderer Apparat zum Schmieren und zum Centriren der Welle angebracht.

Ventilatoren von Colt und von Schiele. Colt's Ventilator***) zeigt Fig. 257 in einem Horizontalschnitte durch die Drehungsaxe. An die Welle *o* sind Flügel *a* von dreieckiger Form befestigt, welche zwischen kegelförmigen Wänden *c* rotiren. Die gegenüberstehenden Grundlinien der Kegel *c* lassen einen schmalen Zwischenraum, durch welchen die Luft in das ringförmige Gehäuse *r* und von da zur Windleitung *w* strömt, welche sich tangential an *r* anschliesst. Das Gehäuse *c*, *r* besteht aus zwei durch Flantschen *f* verbundenen Theilen.

Aehnlich ist die Construktion des ziemlich stark verbreiteten Schiele'schen Ventilators.

Mazeline's Ventilator. Bei diesem†) besitzen die Flügel *a* die aus Fig. 250 ersichtliche Form; *n* sind die Saugöffnungen. Das Gehäuse erweitert sich spiralförmig gegen die Windleitung. Unmittelbar neben dem Ventilator ist eine sehr schnell wechselnde Dampfmaschine mit kleinem Hub aufgestellt, welche ohne Räderumsetzung, blos mittelst einer aufwärtsgehenden Schubstange und Kurbel die Welle *o* bewegt.

Ventilatoren mit geraden Flügeln. Mehrfach wird eine geradlinige Flügelform angewandt; so bei den Ventilatoren von Cadiat††) und von Letoret, deren prinzipielle Einrichtung aus Fig. 260 ohne Beschreibung verständlich ist; ferner bei dem Doppelventilator von Perrigault†††)

---

*) Civilingenieur, 8. Bd., S. 25; Revue universelle, 1. Bd., S. 300.
**) Dingler's polyt. Journal 1869, 192. Bd., S. 346.
***) Polyt. Centralblatt 1856, 9. Lieferung.
†) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1. Bd., S. 53.
††) Förster's Bauzeitung 1856, S. 52.
†††) Dingler's polyt. Journal 1866, 179. Bd., S. 266.

(s. unten). Rittinger's Versuche gaben bei geraden und radial gestellten Flügeln schlechteren Erfolg als bei gekrümmten. Wenn man jedoch die geraden Flügel derart schräg stellt, dass sie an der Eintrittsseite den richtigen Winkel α_1 mit dem Halbmesser einschliessen, so wird sich das Resultat nicht wesentlich anders als bei radial auslaufenden Flügeln gestalten. Auf diese Art sind die älteren Gnibal'schen Ventilatoren (welche für bergmännische Zwecke dienen) hergestellt.

Brakell's Ventilator. Bei diesem*) sind an der Welle zwei Scheiben mit etwas Zwischenraum und an den von einander abgewendeten Seiten der Scheiben die Flügel befestigt; das Ansaugen erfolgt durch zwei Oeffnungen des Gehäuses. Der Ventilator besteht also aus zwei auf der Welle befestigten Flügelrädern, welche die Luft in den gemeinschaftlichen Umfangsraum des Gehäuses ausblasen. Das Entgegenströmen der durch diese Oeffnungen eintretenden Luftmassen wäre übrigens auch durch Anbringung einer einzigen Wand und Anordnung von Flügeln auf beiden Seiten derselben zu vermeiden.

Bourdon's Ventilator. Der Ventilator von Bourdon**), Fig. 242, besteht aus einer an der Welle o befestigten Scheibe q, deren Rand mit den Flantschen des zweitheiligen Gehäuses g verbunden ist. An der Innenwand von g befinden sich radiale Flügel a, durch Blechscheiben s eingefasst. Rotirt das Gehäuse g sammt Welle, so strömt die Luft durch die Kanäle zwischen den Flügeln a gegen die Peripherie des Gehäuses; um dieselbe von dort in die Windleitung zu schaffen, dienen mehrere unbewegliche Röhren r, welche ins Innere des Gehäuses g ragen und mit den Enden gegen die Drehungsrichtung des Ventilators gebogen sind.

Ventilator von Fallize. Bei den bisher angeführten Ventilatoren ertheilen Flügel der Luft ihre Drehbewegung. Beim Ventilator von Fallize***), Fig. 258, wird diese Bewegung durch rotirende Scheiben erzielt, welche die Luft blos durch Reibung mitnehmen. Der Ventilator besteht aus der Axe o, einer darauf befestigten runden Gusseisenplatte m und einer Anzahl ringförmiger Scheiben r, welche durch Bolzen s mit m verbunden sind. Zwischen je zwei Scheiben r sind, um dieselben in gehöriger Entfernung zu halten, kleine über die Bolzen s geschobene Ringe eingelegt. Das spiralförmig erweiterte Gehäuse mündet in die Windleitung. Die Luft zwischen den Scheiben r geräth wegen der Reibung gegen dieselben in drehende Bewegung und entfernt sich in

*) Polyt. Centralblatt 1870, S. 14.
**) Revue universelle, 12. Bd., S. 459.
***) Revue universelle, 13. Bd., S. 549.

Folge der Trägheit radial von der Axe; das Nachströmen erfolgt durch die Saugöffnungen n.

Ventilator von Reichenbach und Golay. Ganz eigenthümlich ist auch die Construktion dieses Apparates*). Derselbe besitzt ein Gehäuse, welches ähnlich wie das des Schiele'schen oder Colt'schen Ventilators geformt ist. Das Flügelrad besteht aus einer auf der Axe befestigten hölzernen Nabe und mehreren in dieser eingesetzten Reihen von Pinseln aus Rosshaar, Fischbein oder Metalldraht, welche sich gegen die Peripherie strahlenförmig ausbreiten, an der Nabe jedoch genug weit von einander abstehen, dass die Luft in die Räume zwischen den durch die Pinsel gebildeten kreisförmigen Bürsten eintreten kann. Durch diese Einrichtung soll die Wirbelbildung an den Wänden des Gehäuses vermieden werden, da die Bürsten sich bis zu den letzteren ausdehnen. Der Gang verursacht kein Geräusch.

Verminderung der Umgangszahl. Als wesentlichster Nachtheil der Centrifugalventilatoren wurde bereits hervorgehoben, dass bei höherer Pressung der äussere Halbmesser oder die Umgangszahl gross ausfallen. Das bei saugenden Ventilatoren angewendete Mittel zur Herabsetzung der Umgangszahl, d. i. die Vergrösserung des Halbmessers, ist bei blasenden Ventilatoren wegen der grossen Dimensionen, welche dabei auch das Gehäuse erhält, nicht wohl anzuwenden.

Häufiger ist ein zweites Mittel im Gebrauch, darin bestehend, dass man mehrere Ventilatoren aufstellt, welche die Luft der Reihe nach zu passiren hat, so dass das Blaserohr des ersten in das Saugrohr des zweiten mündet u. s. w. Sind x Ventilatoren vorhanden, so hat jeder nur eine Steigerung der Pressung um $\frac{h}{x}$ zu bewirken und ergibt sich daher nach (26) die Umgangszahl

$$n = \frac{3120}{R_2}\sqrt{\frac{h}{x}}.$$

In dieser Art sind die Doppelventilatoren von Perrigault**) und von Chapli***) angeordnet, dann die für bergmännische Zwecke dienenden saugenden Doppelventilatoren von Eckardt. Ferner gehört hieher der Hochdruckventilator von Clark†), Fig. 262, der aus 2 oder 4 an gemeinschaftlicher Welle befestigten Flügelrädern $f_1 f_2 \ldots$ besteht. Das

*) Polyt. Centralblatt 1869, S. 1477.
**) Dingler's polyt. Journal 1866, 179. Bd., S. 266.
***) Rittinger's Mittheil. über die Pariser Ausstellung 1855, S. 79.
†) Polyt. Centralblatt 1870. S. 736.

erste Rad saugt die Luft von aussen durch die Oeffnung o_1 und bläst dieselbe in den die Flügel umgebenden ringförmigen Raum. Von dort strömt die Luft hinter der Scheidewand s_1, welche am Gehäuse befestigt ist und in der Mitte eine Oeffnung für die Axe besitzt, zur Saugöffnung o_2 für den folgenden Ventilator u. s. w. Die einzelnen Theile des Gehäuses sind durch mehrere Schraubenbolzen t zusammengehalten. Von der letzten Oeffnung gelangt die Luft durch ein anschliessendes Rohr in der Richtung der Axe zur Windleitung.

Betrieb und Anwendung der Centrifugalventilatoren. Unter den von Wasser betriebenen Kraftmaschinen ist für den Ventilator am besten eine Turbine zu verwenden, weil deren grosse Umdrehungszahl die geringste Transmission erfordert.

Neuerlich gemachten Erfahrungen zufolge*) sollen zur Transmission Zahnräder besser als Riemen geeignet sein, weil die starke Spannung der letzteren die Widerstände bedeutend erhöht, auch die Riemen sich stark abnützen und grössere Betriebskosten verursachen. Man hat die Zahnräder bis zu 1600 Umgängen der Ventilatorwelle in Anwendung gebracht.

An einigen Orten werden Centrifugalventilatoren durch sogenannte Dampfturbinen, d. h. Kreiselräder, welche nach Art schottischer Turbinen construirt, jedoch durch Dampf statt Wasser betrieben sind, bewegt**). Bei der grossen Umgangszahl dieser Räder fällt die Transmission weg, doch verbrauchen dieselben viel Dampf.

Hohe Pressungen lassen sich mittelst Ventilatoren, wie schon früher bemerkt, nicht mit Vortheil erreichen. Auch ist deren Wirkungsgrad, welcher 30% selten übersteigt, verhältnissmässig gering zu nennen. Dagegen sind sie in der Anlage weit einfacher als Cylindergebläse, erfordern keine Ventile und keinen Regulator, und eignen sich besonders für Lieferung grosser Windmengen von geringer Spannung; denn ein höherer Werth von m vergrössert, wie die zur Berechnung dienenden Formeln zeigen, hauptsächlich nur die Breite und den inneren Halbmesser, während der äussere Halbmesser davon unabhängig ist.

---

*) Polyt. Centralblatt 1870, S. 1444.

**) Ventilator mit Dampfturbine von Schwestka s. „Erfahrungen“ 1863, S. 2; von Brakell, Dingler's polyt. Journal 1870, 196. Bd., S. 181.

Literatur.

Die Ausflussgesetze der Luft sind ausführlich in der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik von Weisbach behandelt, welcher zuerst die mechanische Wärmetheorie auf dieselben anwandte. Von demselben Verfasser rühren die Aufsätze: „(Vorläufige Mittheilungen etc.) über den Ausfluss der Luft und des Wassers unter hohem Druck", Civilingenieur, 5. Bd., S. 1; „Eine neue höchst einfache Formel für die Windmengen", Bornemann's Berg- und hütt. Zeitung 1860, 19. Bd., S. 201; „Versuche über den Ausfluss der Luft unter hohem Druck", Civilingenieur 1866, 12. Bd., S. 1. Zunächst ist der Aufsatz: „Ausflussmenge der Luft, insbesondere bei hoher Pressung," v. Professor Gustav Schmidt, Zeitschrift des Oest. Ing.-Vereines 1864, S. 179, hervorzuheben, welcher bei Bearbeitung des allgemeinen Theiles eingehend benützt wurde; dann von demselben Verfasser: „Fortschritte der Gebläsetheorie", Erfahrungen im Oest. Maschinen-, Bau- und Aufbereitungswesen 1860, S. 22, Windtabelle von Neuschild, Berg- und hütt. Zeitung 1859, 18. Bd., S. 27. „Ueber die neueren Fortschritte in der Gebläsetheorie" von J. v. Hauer, Erfahrungen 1858, S. 11. Eine treffliche Ableitung des Gesetzes für die Bewegung der Luft in einer Röhrenleitung von Grashof enthält die Zeitschr. des Vereines deutscher Ingenieure; desselben Verfassers „theoretische Maschinenlehre" behandelt ausführlich die Bewegung der Luft durch Röhrenleitungen und den Ausfluss. In neuerer Zeit wurden veröffentlicht ein Aufsatz von Zeuner über den Ausfluss der Gase und Dämpfe, Civilingenieur 1871, 17. Bd., S. 71, von Schmidt über denselben Gegenstand, Zeitschrift des Oest. Ing.- und Architekten-Vereines 1873 13. Heft. Ph. Mayer's Windtabelle, Oest. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, 1875, Nr. 14, gibt die auf 10° C. und äusseren Barometerstand bezogenen Windmengen, welche durch eine einfache Correctur auf die äussere Temperatur reduzirt werden, wodurch man schliesslich den Werth M_t erhält. Ueber die Ermittlung von M_0 enthält die Tabelle keine Angaben; auch ist der Ausflusscoëfficient $\mu = 0{\cdot}95$ wol zu hoch bemessen. Die Düsendurchmesser beginnen mit 20 Millimetern, daher die Tabelle für Bessemergebläse nicht verwendbar ist.

Angaben über die Pressung der Luft im Innern der Hohöfen findet man in der Zeitschrift des Oest. Ing.-Vereines 1862, S. 123, und in der Berg- und hütt. Zeitung 1865, 24. Jahrg., S. 405. Philippon's verbessertes Manometer s. Dingler's polyt. Journal 1867, 184. Bd, S. 300, Bessemer's Manometer, Polyt. Centralblatt 1870, S. 689. Ueber den Widerstand der Gase in Röhrenleitungen Polyt. Centralblatt 1869, S. 132.

Bezüglich der einzelnen Gebläse ist es wieder Weisbach's Ing.- und Masch.-Mechanik, welche die Beschreibung und Berechnung fast aller, insbesondere auch der älteren Gebläsearten gibt, nnd es wurden auch diesem Werke mehrere Zeichnungen und Rechnungen entlehnt. Neben den Werken von Karsten, Scherer, Valerius, Walter und Le Blanc, Flachat enthalten Tunner's „Hammermeister", 2. Auflage 1858, detaillirte Angaben für die Construction der Balggebläse, Wassertrommeln und Kastengebläse, dann der Windleitungen und Regulatoren, besonders mit Rücksicht auf deren Verwendung bei der Stabeisen- und Stahlfabrikation; Kerl's, sowie Wedding's Eisenhüttenkunde ein sehr vollständiges

Material, dann Hartmann's Fortschritte des metallurgischen Hüttengewerbes, fortgesetzt von Kerpely, die wichtigsten Neuerungen über Gebläse. Gute Zeichnungen von Gebläsen enthält Wiebe's Skizzenbuch, Heft 5, 13, 42, 43, 52 und 53. Das Album du cours de metallurgie von Jordan, neue Ausgabe, bringt auf Taf. 31 bis 36 Zeichnungen von neueren Cylindergebläsen, auf Taf. 45 bis 47 solche von Düseneinrichtungen; v. Hauer's „Ventilationsmaschinen der Bergwerke" behandeln die für Grubenzwecke dienenden saugenden Gebläse, von denen eine grosse Zahl mit den hüttenmännischen nahe übereinstimmt. Endlich finden sich gute Zeichnungen ausgeführter Gebläse in dem Bericht v. Riedler über die Exkursionen der Hörer des Maschinenbaues der Wiener technischen Hochschule, Wien 1875.

Ueber Cylindergebläse sind noch anzuführen: Gebläse von Goguet mit vielen kleinen Kautschukventilen, Berg- und hütt. Zeitung 1852, S. 699. Gebläse auf englischen und schottischen Hütten, ebendaselbst 1855, S. 391. Truran, das britische Eisenhüttengewerbe, mit praktischen Bemerkungen über die Ausführung, wobei besonders die stehende Anordnung empfohlen wird. Dagegen vertheidigt die liegenden Cylinder Hoff, Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1857, S. 24, dann Zeitschr. f. das preuss. Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1857, 4. Bd., S. 101. Ueber Cylindergebläse, Berg- und hütt. Zeitung 1858, 17. Bd., S. 33; von Rittinger, Bericht über die Vers. d. Berg- und Hüttenmänner zu Wien, 1858. Kolben mit Metall-Liederung, Polyt. Centralblatt 1860, S. 220. Ueber die englischen Gebläse von Lan, An. d. mines, 1861, 5. Reihe, 20. Bd., S. 116. Gebläseanordnungen, Zeitschr. für das preuss. Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1862, 10. Bd., S. 148; Erfahrungen etc. 1862, S. 18. Berechnung der Schwungräder für Bessemergebläse v. Jenny, Berg- und hütt. Jahrbuch der k. k. Berg-Akademien 1864, 14. Bd., S. 305. Coulthead's Cylindergebläse mit Gummiballventilen, Berg- und hütt. Zeitung 1864, S. 344. Das Gebläse von Novák s. „Erfahrungen" 1865, S. 12. Ueber englische Gebläse, Preuss. Zeitschrift 1866, S. 313 u. folg.; Zeitschrift des Oest. Ing.-Vereins 1867, S. 226 und 227; von Schlink, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1867, 11. Bd., S. 883; das neue Stiehler'sche Gebläse, Uhland's Maschinen-Construkteur 1868, 1. Bd., S. 52; Gebläse zu Creuzot, Polyt. Centralblatt 1868, S. 705; über Gebläseanordnungen, Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1868, 12. Bd., S. 525; liegendes Gebläse der Laurahütte, ebendas. 1870, 14. Bd., S. 412; Dampfgebläse der Přibramer Schmiede von Gstöttner und der dortigen Hütte v. Langer, „Erfahrungen" 1870, S. 14 und 16; Bemerkungen über die Verhältnisse von Cylindergebläsen, Berggeist 1871, Nr. 75 u. folg.; Notiz über die grossen neuen Gebläse der Königshütte, Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1871, 15. Bd., S. 595; über englische Gebläse v. Tunner, Jahrb. der k. k. Bergakademien 1872, 20. Bd., S. 249; Hargreave's und Inglis', dann Galloway und Beckwith's Ventile, Dingler's polyt. Journal 1872, 203. Bd., S. 165 und 427; Notiz über das Gebläse der Georgs-Marienhütte bei Osnabrück, Polyt. Centralblatt 1872, S. 422, ausführliche Zeichnungen und Beschreibung desselben, Zeitschr. des Ing. u. Architekten-Vereins zu Hannover, 1872, 18. Bd.; Gebläse mit kurzem Hub, Polyt. Centralblatt 1872, S. 1179; das neue Balanciergebläse in Kladno, Beschreibung desselben und Versuche damit von Gustav Scmidt, Zeitschrift des Oest. Ing.- u. Architekten-Vereins 1872, S. 263; Erfahrungen über Bessemergebläse, Dingler's polyt. Journal 1873, 207. Bd., S. 399; Galloway's Gebläse, Polyt. Centralblatt 1873, S. 1461; Cylindergebläse von Schönnach, Uhland's Maschinen-Construkteur 1873, 6. Bd., S. 289; Gebläse aus Coquerill's Fabrik, von Brialmont construirt, Polyt. Centralblatt 1873, S. 1384; Notizen über Gebläse, Jahrbuch der k. k. Berg-

akademien 1873, 21. Bd,, S. 384; Decker's direktwirkende Gebläse ohne Schwungrad, Dingler's polyt. Journal 1874, 213. Bd., S. 451; Gebläse von Dick u. Stevenson, Dingler's polyt. Journal 1875, 216. Bd. S. 393.

Ueber Schiebergebläse ist ein vorzüglicher Aufsatz von Gustav Schmidt im Berg- und hütt. Jahrbuch der k. k. Bergakademien 1862 enthalten, welcher der Berechnung der Schiebergebläse in dieser Schrift zur Grundlage diente. Ein eigenthümliches Schiebergebläse ist noch im Polyt. Centralblatt 1865, S. 1417 beschrieben.

Ueber Regulatoren, Preuss. Zeitschr. für Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1856, 3. Bd., S. 105. Ueber die Explosion eines Regulators, Bull. de la soc. de l'industrie minérale, 4. Bd., S. 781. Regulator der Hubertushütte in Oberschlesien, Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1861, S. 93.

Ueber Formen und Düsen in England, Preuss. Zeitschr. 1866, S. 304; Düsen aus Kupferblech mit Wasserkühlung, Polyt. Centralblatt 1867, S. 631; über Windleitungsröhren aus Asphaltpapier und ihre Verbindungen von Ludewig, Zeitschrift deutscher Ing. 1867, 11. Bd., S. 527; Asphaltröhren-Proben, Berggeist 1867, Nr. 48, S. 207; Windleitung (Düsenvorrichtungen) in Kladno, Dingler's polyt. Journal 1870, 198. Bd., S. 132; der Regulator für Gebläse von Wood, Zeitschrift deutscher Ing. 1872, 16. Bd., S. 212, ist eine selbstthätig wirkende Vorrichtung zur Regulirung der aus den Düsen strömenden Luftmenge; über Asphaltröhren, Polyt. Centralblatt 1872, S. 786.

Höbel's oszill. Cylindergebläse, s. Polyt. Centralblatt 1852, S. 1094.

Enfer's verbessertes Balggebläse, s. Polyt. Centralblatt 1866, S. 728. Ein Blasbalgkopf aus Gusseisen ist in Dingler's polyt. Journal 1864, Bd. 174, S. 108, beschrieben. Ebendaselbst findet man auch den Balg von Paillette, Bd. 66, S. 274, und Bd. 68, S. 372, dann von Mohr, Bd. 78, S. 18.

Ueber Mackenzie's rotirendes Gebläse, s. Polyt. Centralblatt 1857, S. 1569, dann Dingler's polyt. Journal 1875, 215. Bd., S. 100; Reuleaux, über Kapselräder, Dingler's polyt. Journal 1868, 189. Bd., S. 440; über Roots' Ventilator, Uhland's Maschinen-Construkteur 1870, 3. Bd., S. 61 und 341; von Geiser in „Erfahrungen" 1869; für Kupolöfen, Polyt. Centralblatt 1871, S. 679; Zeitschrift des Ver. deutscher Ing. 1871, 15. Bd., S. 480, dann 1872, 16. Bd., S. 733; praktische Details in Uhland's Maschinen-Construkteur 1875, S. 6.

Lüder's Schöpfradgebläse, Dingler's polyt. Journal, 128. Bd., S. 321. Ueber das Debreczeny'sche Gebläse v. Rittinger, Berg- und hütt. Zeitung 1849, 8. Bd., S. 246; Oest. Zeitschr. für Berg- und Hütt. 1856, S. 68. Newton's patentirte Maschine zum Aussaugen und Comprimiren der Luft ist das Schöpfradgebläse; hieher gehört auch die hydraulische Gebläsevorrichtung zu Mancayan auf der Insel Luzon, welche 33% Wirkungsgrad geben soll, Berg- und hütt. Zeitung 1866, S. 204.

Buff über Wassertrommelgebläse, Dingler's polyt. Journal, Bd. 122, S. 96. Versuche über den Wirkungsgrad der Wassertrommeln von Rittinger, Oest. Zeitschr. für Berg- und Hütt., 1856, S. 278. Theorie dieser Gebläse von Magnus, Poggendorff's Annalen, Bd. 80, S. 32.

Dampfstrahlgebläse, vorgeschlagen von Käuffer, Civilingenieur 1862, 8. Bd., S. 346; über Siemens' Dampfstrahl-Luftexhaustor, Dingler's polyt. Journal 1873, 205. Bd., S. 521; über Anwendung des Dampfstrahls zur Aspiration oder Compression der Gase, Dingler's polyt. Journal 1873, 207. Bd., S. 276; Testud de Beauregard's vorgeschlagenes Dampfstrahlgebläse, Polyt. Centralblatt 1875, 29. Jahrg., S. 540; über Körting's Gebläse ebendas. S. 474; Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1875, 19. Bd., S. 313 und 396; Dingler's polyt. Journal

1875, 218. Bd., S. 281; Berechnung der Dampfstrahlgebläse von R. v. Reichenbach, Jahrbuch der Bergakademien 1875, 23. Bd., S. 322.

Ueber Centrifugalventilatoren bringt die ausführlichste und gründlichste Behandlung das Werk: Theorie und Bau der Centrifugalventilatoren und Centrifugalpumpen von Rittinger, worin auch die Resultate mehrerer Versuche, dann die Literatur des Gegenstandes angeführt sind. Downie's Ventilator, s. Polyt. Centralblatt 1858, Nr. 13; den Schmieden-Ventilator von Thum, Dingler's polyt. Journal, Bd. 154, S. 256; Wedding's Ventilator ebendas., Bd. 187, S. 75; den Druckventilator von Ramay, Bd. 179, S. 109; den Ventilator von Ager, Polyt. Centralblatt 1866, S. 105. Tresca's Versuche mit Perrigault's Doppelventilatoren, Annales du Conservatoire des arts et metiers 1865, 6. Bd., S. 162; Dingler's polyt. Journal 1866, 179. Bd , S. 266. Eine Abhandlung: „Recherches théoriques et experimentales sur le Ventilateur a force centrifuge, par Ordinaire de Lacolonge", Paris 1869, auszugsweise im Civilingenieur 1869, 15. Bd., S. 343, enthält Versuche und eine neue Theorie, welche jedoch (s. Gustav Schmidt, Zeitschrift des Oest. Ing.-Vereins 1870, S. 21) mehrere willkürliche Annahmen enthält und auf unwahrscheinliche Resultate führt. Sturtevant's Ventilator mit Winderhitzung, Uhland's Maschinen-Construkteur 1871, 4. Bd., S. 71; Ventilator für Sudbetrieb mit gepresstem Unterwind von Rochelt, „Erfahrungen" 1871, S. 18. - Zeichnungen von Ventilatoren enthält u. A. auch Wiebe's Skizzenbuch, Heft 42 und 58.

Arzberger's calorisches Gebläse, Zeitschr. des Oest. Ing.-Vereins 1865, S. 137, wird von G. Delabar in Dingler's polyt. Journal 1866, 179. Bd., S. 414, als die erste Anwendung der calorischen Maschine bezeichnet, welche Aussicht auf Erfolg darbiete.

II. Gichtaufzüge.

Bei den zu metallurgischen Prozessen dienenden Schachtöfen müssen die Schmelzmaterialien (Erze, Zuschläge, Brennstoff) auf das Niveau der Gicht geschafft werden. Dieser Transport darf keine Störung erleiden und bildet bei grösseren Oefen, welche viel Material verarbeiten, einen nicht unwichtigen Theil des Betriebes.

Steht der Ofen an einem Bergabhange, so wird man häufig in der Lage sein, nach Fig. 275 die Erz- und Kohlenplätze *p* etwas ober dem Niveau der Gicht des Ofens *o* anzulegen und mit dieser durch eine Brücke *b* zu verbinden, welche Schienengeleise erhält und mit Transportwägen befahren wird.

Ist hingegen das Terrain eben, so wendet man zur Hebung der Schmelzmaterialien besondere Gichtaufzüge an. Diese Apparate können wie die Fördermaschinen der Bergwerke in der verschiedensten Weise eingerichtet werden; die geringe Aufzugshöhe gestattet überdies die Benützung einiger Fördermethoden, welche sich für etwas tiefere Schächte nicht eignen würden.

Der Bedarf des Ofens an Schmelzmaterialien ist gegeben. Der Gichtaufzug soll in gegebener Zeit mehr, etwa das 2- bis 3fache dessen zu heben im Stande sein, was der Ofen gleichzeitig verbraucht; der Aufzug arbeitet dann nur periodisch und in den Ruhezeiten lassen sich die nothwendigen Reparaturen ausführen. Auch ist das zur Bedienung nothwendige Personal häufig nur dann genug beschäftigt, wenn die Hebung schwunghaft von Statten geht, und dasselbe kann in den Pausen zu anderen Arbeiten verwendet werden.

Ein nur periodischer Betrieb des Aufzuges lässt sich jedoch blos dann einrichten, wenn auf der Gicht der genügende Raum zur Unterbringung der im Vorrath gehobenen Materialien, und, falls die Hebung

in den Gichtwägen erfolgt, wenn eine genügende Zahl der letzteren vorhanden ist. Sind diese Bedingungen nicht erfüllt und muss daher der Aufzug continuirlich arbeiten, so ist auf dessen Construktion und Erhaltung, namentlich bei Eisenhochöfen, die möglichste Sorgfalt zu verwenden, weil dort eine längere Betriebsstörung empfindlichen Schaden verursacht. Aus diesem Grunde werden mitunter zwei gleiche Gichtenzüge aufgestellt, welche abwechselnd arbeiten und jeder für sich den Bedarf zu decken im Stande sind.

Stehen mehrere Oefen nebeneinander, so verbindet man ihre Gichten durch eine gemeinschaftliche Plattform und fördert auf diese mit einem oder mehreren Aufzügen. Die Vertheilung der Arbeit auf mehrere Apparate hat den Vortheil, dass die Wägen beim gewöhnlichen Betrieb kürzere Strecken zu den Gichten der einzelnen Oefen zurückzulegen haben, und dass bei Reparatur eines Apparates die anderen das erforderliche Quantum liefern können. Auf diesen Umstand ist bei Annahme der Leistung der Gichtaufzüge behufs Bestimmung ihrer Dimensionen Rücksicht zu nehmen.

Arten der Gichtaufzüge. Man unterscheidet Hand- und Maschinen-Aufzüge, je nachdem der Betrieb durch menschliche oder durch eine andere motorische Kraft erfolgt.

Die Maschinenaufzüge werden durch Dampf- oder Wasserkraft, mittelst besonderer Kraftmaschinen oder durch die Gebläsemaschine bewegt. Kraft- und Arbeitsmaschine des Gichtenzuges sind ferner nach Umständen durch eine aus festen Theilen, Zahnrädern, Wellen u. s. w., bestehende, durch Wasser- oder Lufttransmission in Verbindung gebracht; die letzteren beiden Arten der Transmission kommen besonders dann zur Anwendung, wenn die Kraft- und die Arbeitsmaschine in grösserer Entfernung von einander aufgestellt sind.

1) Bei abgesonderter Kraftmaschine hat man a) die gewöhnliche feste Transmission; zum Betrieb dient eine Dampfmaschine, welche meist nach Art der zur bergmännischen Förderung verwendeten ausgerüstet ist, bei Vorhandensein einer Wasserkraft benützt man ein Wasserrad, einen Wassersäulen- oder häufiger ein Wassertonnenaufzug; b) Wassertransmission, indem die Kraftmaschine mittelst einer Pumpe Wasser in ein höher gelegenes Reservoir oder in einen Accumulator drückt; im ersten Falle wird durch dieses Wasser wieder ein Wassertonnenaufzug, im letzteren ein Wassersäulenaufzug gespeist; c) Lufttransmission, wobei in ähnlicher Art Luft comprimirt wird, um einen pneumatischen Aufzug zu betreiben.

2) Beim Betrieb durch das Gebläse kommen ebenfalls zur Anwendung a) feste Transmission, indem die Arbeitsmaschine des Gichtenzuges

durch eine lösbare Kuppelung mit einer Welle des Gebläses verbunden wird, dann b) Wasser- und c) Lufttransmission, in gleicher Art wie früher eingerichtet, nur dass die Wasser- oder Luftpumpe durch die Maschine des Gebläses betrieben wird; auch entnimmt man die verdichtete Luft unmittelbar dem Regulator des Gebläses.

Den wesentlichsten Unterschieden der Einrichtung entsprechend, sind im Folgenden die Maschinenaufzüge eingetheilt in solche mit fester Transmission, in Wassertonnen-, Wassersäulen- und pneumatische Aufzüge.

Betrieb durch das Gebläse, Nutzen der Luft- und Wassertransmission. Am einfachsten gestaltet sich die Anlage, wenn die Arbeitsmaschine mittelst lösbarer Kuppelung von der Gebläsemaschine betrieben wird; man erspart dabei eine besondere Kraftmaschine für den Gichtenzug. Es müssen dann die Förderseile bis zu den im Niveau der Gicht befindlichen Seilscheiben geleitet werden.

Nun wird aber das Gebläse nur selten so disponirt sein, dass diese Leitung in gerader Linie erfolgen, und dass der Betrieb bequem und sicher stattfinden kann; die Arbeitsmaschine wird daher meist entfernt vom Gebläse aufgestellt werden müssen, wobei eine feste Transmission zu complizirt ausfällt und zu viel vom Nutzeffekt absorbirt.

Ferner wird bei Anwendung fester Transmission der Gebläsebetrieb gestört. Beim Einkuppeln des Gichtaufzuges fängt das Gebläse stets langsamer, in der darauf folgenden Pause wieder rascher zu arbeiten an. Dieser Uebelstand tritt besonders bei Hochöfen hervor, welche mit kleiner Windpressung, also mit verhältnissmässig schwachem Gebläse betrieben werden. Eine beständige Regulirung der Betriebskraft des Gebläses bei den rasch wechselnden Perioden des Ganges und Stillstandes des Aufzuges wäre aber nicht durchführbar.

Wendet man dagegen Wasser- oder Lufttransmission an, so besteht die Verbindung zwischen Gebläse und Aufzugsapparat aus einer einfachen Röhrenleitung, welche die Luft oder das Wasser fortführt, und der Gang des Gebläses wird in seiner Regelmässigkeit nicht beirrt. Man hängt nämlich die Pumpe in das Gebläse ein, und regulirt die Betriebskraft des letzteren derart, dass die erforderliche Windmenge von den Düsen ausgeblasen wird. Die Pumpe kann nun fortwährend im Gange bleiben, da die Luft oder das Wasser, welches sie während der Stillstände des Aufzuges liefert, in dem betreffenden Reservoir gesammelt wird. Um sicher zu gehen, ist es vortheilhaft, die Dimensionen der Pumpe etwas reichlich zu bemessen; der Ueberschuss an Luft oder Wasser kann aus dem Reservoir abgelassen werden.

Wird die Luft dem Regulator des Gebläses entnommen, so bleibt der Nachtheil der ungleichförmigen Windlieferung durch die Düsen, auch

erhält wegen der verhältnissmässig geringen Spannung der Gebläseluft der Aufzugsapparat grosse Dimensionen, während bei Anwendung einer besonderen Luftpumpe die Spannung beliebig gesteigert werden kann.

Will man den Gang des Gebläses ganz unabhängig lassen, so ist eine besondere Maschine für den Aufzug anzuordnen. Auch bei einer solchen gewähren die Luft- und Wassertransmission einen Vortheil: die Betriebsmaschine erfordert eine geringere Stärke. Bei der kleinen Förderhöhe ist die Zeit des Ganges meist bedeutend kleiner als die des folgenden Stillstandes. Die Betriebsmaschine hat nun die Arbeit, welche während der Bewegungszeit des Aufzuges consumirt wird, in der beträchtlich grösseren Summe aus Bewegungs- und Ruhezeit zu leisten, der pr. Sekunde zu entwickelnde Effekt, welcher an die Luft oder das Wasser übertragen wird, ist also entsprechend kleiner als bei direktem Betrieb.

Die dadurch ermöglichte Ersparung an Anlagskosten der Betriebsmaschine dürfte indessen durch die Kosten der nothwendigen Pumpe, des Reservoirs, der Röhrenleitung, dann durch die Effektsverluste, welche diese Transmissionen herbeiführen, wieder aufgewogen werden. Der Grund, warum dessen ungeachtet auch bei besonderer Kraftmaschine Lufttransmission, also pneumatische Aufzüge zur Benützung kommen, dürfte nur darin liegen, dass bei spezieller Construktion dieser letzteren die Unfälle durch Reissen der Förderseile vermieden sind, und dass man dem ganzen Betrieb grössere Sicherheit zuschreibt als bei Anwendung einer gewöhnlichen Fördermaschine.

Handaufzüge.

Durch Menschenkraft betriebene Gichtaufzüge sind nur für kleinere Leistungen, also wenn die in gewisser Zeit zu hebende Last und die Förderhöhe gering sind, z. B. für Eisenhochöfen mit Holzkohlenbetrieb, anzuwenden.

Der Apparat besteht ähnlich dem zur Grubenförderung dienenden Vorgelegehaspel gewöhnlich aus einer mit Handkurbeln versehenen Welle *a*, Fig. 277, welche mittelst Zahnräder-Umsetzung die Welle *b* bewegt. Diese wird mit einer Trommel versehen oder, aus Holz gefertigt, durch rundherum aufgelegte Balken verstärkt, um den genügenden Durchmesser zur Aufnahme des Förderseiles zu erhalten. Das Seil wird in mehreren Windungen um die Trommel gelegt, daher durch Reibung an dieser festgehalten; die beiden von der Trommel herabhängenden Seilstücke bewegen sich bei Drehung der Kurbel stets in entgegengesetzter

Richtung, an dem aufsteigenden befindet sich das beladene, am niedergehenden das leere Fördergefäss.

Ein solcher Aufzug kann doppeltwirkend genannt werden zum Unterschied von einer zweiten Art, den einfachwirkenden Aufzügen, bei welchen an der Trommel nur ein Seil befestigt ist, welches abwechselnd beladen auf- und leer niedergeht. Bei dieser Einrichtung ist jedoch der Aufzug in mechanischer Hinsicht unvollkommen, weil bei Hebung der eigentlichen Last auch das Gewicht des Fördergefässes zu überwinden ist, während bei den doppeltwirkenden Aufzügen die Gewichte beider Fördergefässe sich stets ausgleichen. Es soll daher bei einem einfachwirkenden Aufzuge stets in passender Art ein Gegengewicht angebracht werden, welches das Gewicht des Fördergefässes ausgleicht.

Bei einem gut eingerichteten Aufzuge ist daher, abgesehen von den Nebenhindernissen, stets nur das Gewicht der Förderlast zu überwinden. Die Hebung des aufsteigenden Seiles erfordert bei einem doppeltwirkenden Aufzuge dieselbe Leistung, welche das niedergehende an den Apparat zurückgibt, das Seilgewicht hat daher nur den Einfluss, dass der anfängliche Widerstand grösser, der schliessliche kleiner ist als der mittlere, welcher bei Begegnung der Fördergefässe eintritt und der Förderlast gleichkommt, da bei dieser Stellung die Gewichte der beiden Seile sich ausgleichen.

Es sei, Fig. 277, A der tangentiale Druck, welcher nach Abrechnung des auf Nebenhindernisse entfallenden Antheiles auf die Kurbel ausgeübt, also zur Hebung der reinen Last q verwendet wird, c die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel und v die Förder-, zugleich Umfangsgeschwindigkeit der Trommel, so hat man

$$Ac = qv$$

und hieraus folgt

$$(1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad v = \frac{A}{q}\, c;$$

sind ferner k die Kurbellänge, R der Halbmesser der Trommel, n die Umgangszahl der Kurbel und n_1 die der Trommel, so ist

$$n = \frac{60\,c}{2\,k\pi},\ n_1 = \frac{60\,v}{2R\pi},$$

hieraus ergibt sich die nothwendige Umsetzung

$$\frac{n_1}{n} = \frac{k}{R}\,\frac{v}{c} = \frac{k}{R}\,\frac{A}{q};$$

sind mithin r_1 und r, Fig. 277, die Halbmesser der Transmissionsräder, welche sich umgekehrt wie die Umgangszahlen verhalten müssen, so erhält man

$$(2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{r}{r_1} = \frac{n_1}{n} = \frac{k}{R}\frac{A}{q}.$$

Die Gleichungen (1) und (2) dienen zur Berechnung der Hauptdimensionen. In (1) kann man das Produkt Ac, d. i. die reine Leistung der Arbeiter, pr. Sekunde gleich 6 bis 8 Kil.-Meter pr. Mann, und $c = 0{\cdot}9^m$ setzen, in (2) $k = 0{\cdot}4^m$, und R ist der Beschaffenheit des Seiles entsprechend anzunehmen.

Einen einfachwirkenden Aufzug mit Gegengewicht zeigen Fig. 271 in der Vorder- und Fig. 272 in der Seitenansicht. Darin ist a ein hölzerner Rundbaum von 20 bis 25 Cent. Durchmesser, welcher durch Zahnräder von der mit Handkurbel versehenen Welle b bewegt wird. Von dem Rundbaume laufen zwei Seile zu einer Förderschale. Diese besteht aus einem Holzboden c, welcher durch zwei Eisenschienen mit dem Pfosten d verbunden ist und die Förderlast aufnimmt. Die Stücke c und d gleiten mit Ausschnitten längs der zwei Führungssäulen s. Ein Gegengewicht g, dessen Seil über eine Rolle läuft und auf den Rundbaum a gewickelt ist, gleicht die Last der Schale aus.

Nach Umständen müssen die Förderseile von der Trommel aus über Seilscheiben geleitet werden. Bei einem zu Vordernberg von Enigl hergestellten Aufzuge, welchen die Skizzen Fig. 278 im Auf- und Fig. 279 im Grundrisse darstellen, ist nur eine Seilscheibe angewendet, über welche die Seile $a\,a_1$ und $b\,b_1$ nach entgegengesetzter Richtung gelegt sind, während sonst bei der zur Ebene der Seile $a_1\,b_1$ senkrechten Lage der Trommelwelle o zwei Seilscheiben in verschiedener Höhe zu stellen und zu befestigen gewesen wären.

Eine eigenthümliche Einrichtung wurde von Montefiore Levi bei der Nickelhütte zu Varallo in Piemont getroffen, um die Last auf die geringe Förderhöhe hinaufzubringen*); der Arbeiter trägt einen Theil des Materials über einen ansteigenden Boden auf die Gicht, bei der Rückkehr wird eine andere grössere Partie durch das Eigengewicht des sich abwärts bewegenden Arbeiters hinaufgeschafft. Den betreffenden Apparat zeigen Fig. 268 in der Vorder- und Fig. 270 in der Seitenansicht; Fig. 269 ist das Detail der Bremsvorrichtung. Von einer doppelten Scheibe $a\,b$ aus hartem Holze laufen die Ketten l zum Gegengewichte g, und k zur Förderschale s, welche durch die Hölzer f geführt wird und in der tiefsten Stellung auf einem Untersatze ruht. Der Haken h verhindert das Aufsteigen der leeren Schale. Am Balken n befindet sich die Bremsvorrichtung Fig. 269. An dem längs n gleitenden Holzstücke p sind die Blechbüchse c, in der die Kette l durch Schrauben

*) Revue universelle, 10. Bd., S. 186.

eingeklemmt wird, dann der Bügel *q* befestigt, dessen Arme die Säule *n* umfassen und die Stützpunkte für die Drehungsaxe des Hebels *d* bilden, welcher mit der Rolle *e* versehen ist. Dreht man den Hebel *d* gegen die Säule *n*, so wird das Holzstück *p* angedrückt und mithin der Niedergang der Kette *l* sammt Gewicht *g* oder das Aufsteigen der Schale verzögert. Der an *p* angehängte Stift *o*, Fig. 270, lässt sich in eine Bohrung in der Säule *n* einstecken, wodurch die Kette *l* in der tiefsten oder die Förderschale in der höchsten Stellung erhalten wird.

Die Beschickung wird in hölzernen Gefässen von 21 Kil. Fassung transportirt. Der Arbeiter stellt deren 4 auf die Schale *s*, löst den Haken *h* und steigt, mit einem fünften Gefässe beladen, über einen geneigten Bretterboden auf die im Niveau der Gicht befindliche Bühne *AB*. Dort setzt er das Gefäss nieder, tritt mit beiden Füssen auf das Gewicht *g* und gelangt mit demselben unter Anwendung der Bremse *p* wieder herab, während gleichzeitig die Schale *s* sammt Ladung aufsteigt. Durch Einstecken des Nagels *o* in die Säule *n* wird der Apparat fixirt; der Arbeiter trägt ein sechstes volles Gefäss hinauf, entleert oben alle Gefässe, stellt dieselben auf die Schale und steigt wieder herab, um den Nagel *o* herauszuziehen, worauf die Schale niedersinkt; das Gewicht *g* muss so bemessen sein, dass dieser Niedergang nicht zu schnell erfolgt. Hierauf werden nach Einhängen des Hakens *h* die leeren Gefässe abgenommen, eine neue Ladung auf die Schale gebracht u. s. w. Das Gewicht des Arbeiters ist also bei jedem zweiten Niedergange desselben zur Hebung wirksam.

Der Untersatz, auf welchem die Schale steht, gewährt den Vortheil, dass nicht nur das Aufsetzen der vollen Gefässe erleichtert, sondern auch die Hubhöhe der Schale verkürzt wird; daher der Rollendurchmesser *a* kleiner als *b*, die Belastung entsprechend grösser sein kann.

Gichtaufzüge mit fester Transmission.

An jedem solchen Gichtaufzuge sind drei Haupttheile zu unterscheiden: die Bahn für die Fördergefässe, die Arbeitsmaschine und die Kraftmaschine sammt Transmission, welche hier durch feste Körper gebildet ist.

Bahn. Dieselbe kann vertikal oder geneigt sein. Geneigte Bahnen standen besonders in England im Gebrauche. Sie sind unter Winkeln von 25 bis 40° gegen den Horizont gestellt und bestehen aus hölzernen oder eisernen Gerüsten, auf welchen ein Boden aus getheerten Bohlen, dann ein einfaches oder doppeltes Schienengeleise angebracht wird. Der Transport der Schmelzmaterialen geschieht in Wägen, welche entweder

unmittelbar auf den Schienen laufen oder auf Gestellwägen mit ebener Oberfläche ruhen. Das Arbeitspersonal verkehrt auf einer neben oder zwischen den Schienengeleisen befindlichen Treppe. Mitunter lässt man die Treppe weg; dann gelangen die Arbeiter blos auf den Gestellwägen zur Gicht. Die Bewegung der Wägen erfolgt von der Kraftmaschine durch Ketten oder Seile. Um das Hinabrollen der Wägen im Falle eines Seilbruches zu hindern, findet man hie und da eine Art Fangvorrichtung in Verwendung. Eine solche geneigte Ebene zeigt Fig. 276*). Das Gerüst derselben besteht aus zwei starken aus Blech und Eisenschienen construirten Trägern *a*, welche durch die Streben *t* gestützt sind. Andere geneigte Ebenen mit Holzconstruktion sind in Fig. 274 und 288 dargestellt.

Bei höheren Oefen erhalten die geneigten Ebenen eine grosse Länge, werden dadurch kostspielig und beanspruchen viel Platz. Auch beklagt man sich über häufige Brüche der Ketten und Seile, welche Betriebsstörungen zur Folge haben. Deshalb verlässt man jetzt diese früher öfters angewendete Construktion.

Sollen die Fördergefässe eine vertikale Bewegung erhalten, so ist bei grösserer Geschwindigkeit eine Führung nothwendig, welche ganz wie bei der Schachtförderung eingerichtet werden kann. Um die Führung befestigen zu können und zugleich den Gichtenzug gegen die Witterung zu schützen, wird dieser meist in einem schmalen hohen Gebäude, dem Gichtthurme aufgestellt. Die Fördergefässe werden entweder direkt an das Seil gehängt oder mittelst einer Schale gehoben, und letztere oft mit einer Fangvorrichtung versehen. Doch kommen auch bei vertikalen Aufzügen Seilbrüche und andere Betriebsstörungen vor.

Bei neueren Hüttenanlagen erspart man öfters die Anlage eines Gichtenthurmes. Es ist dies insbesondere dann ausführbar, wenn zwei oder mehrere Oefen nebeneinander stehen und durch eine Gichtbrücke verbunden sind; auf letzterer werden die Seilscheiben, eventuell die ganze Gichtenzugsmaschine, unter Dach aufgestellt, und die Führungen laufen im Freien von der Gichtbrücke zur Sohle; sie sind dann allerdings nicht so gut geschützt als in einem geschlossenen Gebäude.

Arbeitsmaschine. Diese besteht aus einer Trommel oder Scheibe, über welche das Seil (die Kette) geschlungen wird, das zu den Fördergefässen hinabgeht. Ketten haben vor Drahtseilen den Vortheil, dass sie geringeren Scheibendurchmesser verlangen; das grössere Gewicht der Kette ist wegen der kleinen Aufzugshöhe wenig von Nachtheil, hingegen die Sicherheit eine geringere. Unter Umständen muss der Treibapparat

*) Revue universelle, 12. Bd., S. 249.

mit einer Bremse zur Regulirung des Ganges, und wenn die Drehung eine wechselnde ist, mit einer Vorrichtung zur Umkehr der Bewegung versehen sein.

Der Aufzug kann wieder einfach- oder doppeltwirkend sein.

Bei den einfachwirkenden Aufzügen geht abwechselnd das Seil beladen auf- und leer abwärts; diese Einrichtung ist unvortheilhaft, wenn man nicht ein Gegengewicht anbringt, welches die Last des leeren Gefässes ausgleicht. Damit das leere Fördergefäss selbstthätig niedergeht, muss das Gegengewicht leichter sein als das Fördergefäss, daher beim Aufgange die Last grösser ist als bei doppeltwirkenden Aufzügen. Auch wird in gegebener Zeit nur halb so viel gefördert als bei letzteren.

Bei doppeltwirkenden Aufzügen gehen die zwei Seile von gegenüberliegenden Seiten des Trommelumfanges herab; die Gewichte der beiden Fördergefässe gleichen sich aus. Statt des Treibkorbes lässt sich auch eine blosse Spurscheibe verwenden. Dabei wird das Seil von der Scheibe nur durch Reibung mitgenommen, welche hinreichend gross sein muss. Aus diesem Grunde gibt man der Spur einen dreieckigen Querschnitt, so dass Kette oder Seil sich darin einklemmen.

Es gibt noch eine Art von Aufzügen: dieselben sind mit zwei Schalen versehen, deren eine den vollen Wagen hebt, während auf der anderen der leere Wagen niedergeht. Hierauf kehren beide Schalen unbeladen in die vorige Stellung zurück; die Schale, welche sich dabei abwärts bewegt, muss schwerer sein als die andere, wenn diese Rückkehr selbstthätig erfolgen soll. Bei dieser Einrichtung ist ein Gegengewicht entbehrlich, und das Förderquantum ist für gegebene Zeit nicht viel kleiner als beim doppeltwirkenden Aufzuge. Ist nämlich T die gesammte zur Hebung einer Ladung erforderliche Zeit, t_a die Dauer des gleichzeitigen Aufschiebens eines vollen Wagens unten und eines leeren oben, t_e die Dauer des gleichzeitigen Abziehens beider Wägen, und t die Dauer des Hubes, so hat man

$$T = t_a + t + t_e + t = t_a + t_e + 2t.$$

Beim doppeltwirkenden Aufzuge hingegen muss, oben und unten gleichzeitig, der vorhandene Wagen von der Schale weggezogen und der Ersatzwagen aufgeschoben werden; ist die dazu erforderliche Zeit t_{ae}, so ergibt sich die Gesammtdauer T_1

$$T_1 = t_{ae} + t.$$

Nun ist bei der geringen Aufzugshöhe die Hubzeit t meist bedeutend kleiner als die Periode der Stillstände, ferner $t_a + t_e$ jedenfalls nicht erheblich grösser als t_{ae}, daher auch T nicht bedeutend grösser als T_1 ausfällt.

Dagegen sind beim leeren Rückgange der Schalen die Nebenhindernisse

zu überwinden; die entsprechende Arbeitsgrösse fällt beim doppeltwirkenden Aufzuge weg, dessen mechanischer Effekt daher etwas grösser ist.

Endlich hat man Aufzüge mit Seil oder Kette ohne Ende, von welchen später die Rede ist.

Kraftmaschine und Transmission zum Treibapparat. Die Berechnung erfolgt wie bei Gruben-Fördermaschinen. Bei vertikalen Aufzügen ist wegen der geringen Förderhöhe eine grosse Geschwindigkeit nicht zu erreichen, aber auch nicht wesentlich, da die Aufzugsdauer, wie oben bemerkt, in der Regel beträchtlich kleiner ist als die Zeit des Stillstandes. Bei den gewöhnlichen Aufzügen mit 1 oder zwei Seilen schwankt die mittlere Geschwindigkeit etwa zwischen 0·2 und 2 Metern.

Steht eine besondere Dampfmaschine in Verwendung, so kann dieselbe nebst Arbeitsmaschine im Niveau der Ofengicht oder an der Hüttensohle aufgestellt werden. Die letzte Anordnung, für welche Fig. 274 ein Beispiel gibt, erleichtert die Fundirung, benöthigt eine kürzere Dampfleitung und beengt weniger den Raum in der Nähe der Gicht, erfordert aber besondere Seilscheiben, zu welchen die Seile vom Treibkorb hinauflaufen; auch ist die Bedienung weniger sicher und bequem, weil der Maschinenwärter die oben ankommenden Fördergefässe nicht vor Augen hat.

Die Dampfmaschine wird gewöhnlich ganz analog einer Gruben-Förderungsmaschine, mit rotirender Welle und Umsteuerung u. s. w. construirt; bei der geringen Fördergeschwindigkeit wird sich in der Regel eine Zahnrad-Umsetzung als nothwendig herausstellen. Nebstdem hat man direktwirkende, d. h. Aufzüge ohne Kurbelwelle, bei welchen wieder eine Transmission nothwendig ist, um die Hubhöhe des Dampfkolbens herabzusetzen.

Soll der Gichtaufzug von der Gebläsemaschine betrieben werden, so ist eine Transmission nothwendig, die für eine Förderung mit 2 Seilen sowohl eine Wechseldrehung, als auch das Einstellen der Bewegung gestattet, während das Gebläse in Gang bleibt. Im Allgemeinen ist es zweckmässig, den Treibapparat an der Hüttensohle aufzustellen und die Seile über Scheiben zu führen, die in der Gichthöhe angebracht sind; denn steht der Treibapparat auf der Gicht, so wird eine feste Transmission zu umständlich.

Gichtaufzüge mit separater Dampfmaschine. Eine zweckmässige Anordnung haben die Gichtaufzüge der Hochofenanlage zu Hörde in Westphalen, Fig. 286 und 287*). Es stehen daselbst drei Aufzugs-

*) Schönfelder, die baulichen Anlagen etc. in Preussen, 1. Jahrgang, 1. Lieferung, S. 7.

maschinen auf den Gichtbrücken zwischen fünf Hochöfen. Der Kolben des Dampfcylinders *c* setzt mittelst Schubstange *s* und Kurbel die Schwungradwelle *w* in Bewegung. Die Seilscheibe *S* ist mit einem angegossenen Zahnkranze versehen, der mit dem Getriebe *z* auf der Welle *w* in Eingriff steht. Die Umsteuerung erfolgt mittelst Stephenson'scher Coulisse, *h* ist der Hebel zur Verschiebung derselben, *l* der Hebel zur Stellung des Admissionsschiebers. Die Lager der Seilscheibe ruhen auf dem Rahmen *p* und dieser auf 8 gusseisernen Säulen *n*, deren Unterlagsplatte *q* an den Blechträgern der Gichtbrücke befestigt und an zwei Stellen für die auffahrende Schale durchbrochen ist. Zur Unterstützung der Schale in ihrer höchsten Lage dient wie bei Fördermaschinen eine Aufsetzvorrichtung, bestehend aus zwei Wellen *r*, auf welchen die Stützen *o* und Handhebel *k*, dann der Hebel *f* mit Tretplatte befestigt sind. Eine Zugstange *t* verbindet beide Wellen. Die Stützen *o* können mittelst der Hebel *k* von dem Arbeiter, welcher die Wägen schiebt, vom Maschinisten hingegen durch einen Tritt auf *f* bewegt werden, während der Arbeiter sich mit dem vollen Wagen zur Gicht begibt. Der Schnitt, Fig. 287, ist parallel zur Längenaxe der Gichtbrücke geführt; es werden die Wägen rechts oder links zu den anliegenden Hochöfen bewegt.

An der Stelle, wo die Aufzugsmaschinen sich befinden, sind die Gichtbrücken beiderseits erweitert, um vorübergehen zu können. Die Führung der Förderschalen erfolgt durch je 4 eiserne Rundstangen, welche oben an dem Rahmen *p*, unten an einer in der Erde versenkten Eisenplatte befestigt sind. Die Zufahrt der Materialien erfolgt unter der Hüttensohle durch Tunnels, deren Gewölbe blos an der Stelle offen sind, welche vertikal unter den Aufzugsmaschinen liegt. Die unten beschäftigten Arbeiter sind daher gegen die Witterung geschützt; oben macht die Nähe der Gichtflamme die Kälte weniger empfindlich, daher sind die Maschinen nur zwischen leichten Bretterwänden mit Blechdach eingeschlossen. Hiebei ist die Anlage eines Gichtthurmes erspart und die Aufsicht über die auf der Gicht befindlichen Arbeiter erleichtert.

Auf der Hubertushütte in Oberschlesien*) werden zwei Gichtenzüge durch eine gemeinschaftliche Dampfmaschine in Gang gesetzt. Letztere ist an der Hüttensohle aufgestellt und bewegt durch horizontale und vertikale Wellen mit Kegelrädern die Arbeitsmaschinen, welche sich in der Höhe der Gichten befinden und mittelst Friktionskuppelung eine Wechseldrehung erhalten können, daher bei der Dampfmaschine der Umsteuerungsapparat wegfällt. Fig. 280 und 281 stellen den Treibapparat dar. Darin ist *w* die vertikale, im Gichtthurme stehende Trans-

*) Wiebe's Skizzenbuch 1859, 7. Heft, Taf. 5.

missionswelle, welche die zwei konischen Räder *a* und *b*, Fig. 189, bewegt. Von diesen ist *a* auf der horizontalen Welle *o o*, *b* auf einer darüber geschobenen Hülse fest, mit welcher der hohle Bremskegel *c* verbunden ist. Ein anderer, voller Bremskegel *d* befindet sich am Ende der Welle *o o*; *c* und *d* rotiren daher in entgegengesetzter Richtung. Ferner sind zwei Bremskegel *e* und *f* an der Hülse *g* befestigt, welche mittelst eines an den Muff *m* angreifenden Hebels längs der Welle verschoben werden kann. Hiedurch kommt entweder *e* mit *c* oder *f* mit *d* in Berührung, die Hülse *g* wird nach einer oder der anderen Richtung gedreht. In der Mittelstellung findet keine Drehung statt. Von der Hülse *g* wird die Bewegung durch zwei Riemscheiben *h* und vier Zahnräder *i* auf den Seilkorb *k* übertragen. Das Seil, an welchem die Förderschalen hängen, ist in eine am Umfange des Seilkorbes schraubenartig eingedrehte Nuth gelegt. Da die Seilwindungen am Korbe während dessen Drehung fortschreiten, so ist, damit die hinabgehenden Seilstücke stets in derselben Vertikalen bleiben, der eine Wellenzapfen *n* mit einem Schraubengewinde versehen, das in entsprechenden Muttergewinden der Lagerschale läuft, und dessen Ganghöhe dieselbe ist, wie bei der Nuth am Treibkorbe *k*.

Dabei wird also der letztere sammt Welle verschoben; das auf der Treibkorbwelle befindliche Zahnrad greift deshalb in ein Getriebe von grösserer Breite. Um beide Seile in eine zur Wand des Gichtthurmes parallele Ebene zu legen, haben die Wellen des Treibapparates die aus der Zeichnung ersichtliche schiefe Stellung. Endlich kann mittelst der Handkurbeln *p p* und des Getriebes *r*, an dessen Welle sich ein Schwungrad *t* befindet, der Aufzug im Falle einer Betriebsstörung durch Menschenkraft bewegt werden.

Die Förderlast beträgt 20 Centner, die Geschwindigkeit blos 0·754 Fuss (preussisch).

Aufzug ohne rotirende Welle. Einen solchen durch Dampfkraft betriebenen Aufzug für einen Koksofen, von J. Chrétien*), zeigt die Skizze Fig. 282; durch Fig. 283 ist die Steuerung in der Seitenansicht dargestellt. Die Materialien werden vom Niveau *A B* bis *C D*, 3·3 Meter hoch, aufgezogen. Hiezu dienen zwei Förderschalen $f f_1$, von welchen Ketten über die Seilscheiben $s s_1$ und die Rollen $r r_1 r_2$ laufen; in *n* und n_1 sind diese Ketten am Gerüst befestigt. Die Rolle r_2 ist fix und dient nur zur Leitung für die Kette, die Rollen r_1 und r aber sind mit der Kolbenstange des Dampfcylinders *d* verbunden und werden abwechselnd auf und nieder bewegt. Die Förderschalen kommen dadurch stets nach

*) Dingler's polyt. Journal 1875, 218. Bd., S. 18.

entgegengesetzten Richtungen in Bewegung und der erforderliche Hub des Dampfkolbens ist nur der halben Förderhöhe gleich. Die Gewichte der Förderschalen gleichen sich stets aus, die Kolbenstange ist nur auf Zug in Anspruch genommen und kann dünn gehalten werden. Die oberen Etagen $e e_1$ der Schalen sind blos deshalb angeordnet, damit man auch bei der unteren Stellung der Schalen mit den Wägen im Niveau $C D$ durchfahren könne. Für grössere Aufzugshöhen sollen an Stelle der Rollen $r r_1$ Flaschenzüge treten, um eine grössere Umsetzung zu erzielen.

Die Steuerung, d. h. die Verstellung des im Kasten k, Fig. 283, befindlichen Dampfschiebers erfolgt mittelst des Hebels h und der bei l geführten Steuerstange o, an welcher sich der stellbare Drücker m befindet, der von zwei an der Kolbenstange befestigten Armen auf- oder abwärts bewegt wird. Zu Ende des Hubes der Förderschalen ist der Schieber nur so weit verschoben, dass er die Dampfkanäle ganz bedeckt und keine Bewegung zulässt; die vollständige Verschiebung, mithin Ingangsetzung des Apparates wird nach Auswechslung der Wägen auf den Schalen mittelst des Hebels h von Hand ausgeführt.

Von der Gebläsemaschine betriebener Aufzug. Fig. 273 zeigt einen Aufzug, welcher von dem das Gebläse betreibenden Wasserrad w in Gang gesetzt wird. Das letztere bewegt mittelst der Zahnräder $s s$ und konischer Räder die lange Transmissionswelle t, welche durch Wechseldrehung mit Klauenkupplung k mit der Welle der Seiltrommel in Verbindung steht. Von dieser laufen die Seile zur geneigten Aufzugsbahn B. Eine solche Einrichtung ist jedoch aus den in der Einleitung angeführten Gründen nicht empfehlenswerth.

Aufzüge mit Kette ohne Ende. Statt die Fördergefässe an Seilen zu befestigen, lässt man dieselben auch durch eine am oberen und unteren Ende der Förderbahn über Scheiben laufende Kette bewegen. Eine der Scheiben wird durch die Kraftmaschine gedreht. Die Bewegung erfolgt stets nach derselben Richtung, daher der Apparat zur Umkehrung entfällt. Die leeren Fördergefässe befinden sich entweder am niedergehenden Kettenstücke und gleichen das Gewicht der aufsteigenden aus, so dass blos die reine Förderlast zu heben ist; oder sie werden mit einer besonderen Bremse hinabgelassen, welche Einrichtung die unvortheilhaftere ist.

Fig. 288 gibt ein Beispiel für einen Aufzug mit endloser Kette und geneigter Ebene. Eine an der Hüttensohle aufgestellte Dampfmaschine betreibt mittelst Riemscheibe r und Vorgelegeräder die gezahnte Scheibe s; über diese, sowie über die untere Scheibe t ist die endlose Kette gelegt, welche sich in der Richtung der Pfeile bewegt. Die Kettenglieder haben die aus Fig. 289 ersichtliche Form einer Gabel. Die Zähne der Scheibe s greifen zwischen den Zacken der Gabeln in die

Lücken *s* ein und nehmen die Kette mit. Die Scheibe *t* ist mit doppelten Zähnen versehen, zwischen welche sich der Schaft der Kettenglieder einlegt, so dass zu beiden Seiten *o*, Fig. 289, jedes Gliedes ein Zahn zu stehen kommt; dadurch wird ein sicheres Anfassen der Glieder an der unteren Seite der Scheibe *t* erzielt. Aus diesem Grunde sind auch die Zähne zugeschärft. Die Kette ist in Abständen von 9 Fuss mit Haken *h*, Fig. 289, versehen, an welchen die Förderwägen *w* hängen. Letztere ruhen an der Rückseite auf einer Axe mit 2 Rädern, vorn blos auf 2 Rollen, welche an den niedergebogenen Bodenschienen des Wagenkastens befestigt sind. Ist ein Förderwagen angefahren und in die Stellung *w*, Fig. 288, gebracht, so wird dessen Axe, wenn die Kette in Bewegung ist, von einem der Haken *h* gefasst und der Wagen bis zum höchsten Punkte der Bahn, ungefähr 3 Fuss ober dem Gichtniveau, gebracht. Dort schliesst sich an das Fördergeleise ein fallendes Bahnstück *b*, auf welchem der Wagen, durch sein Eigengewicht beschleunigt, eine grössere Geschwindigkeit als die Kette erlangt, daher die letztere selbstthätig verlässt und bis zur Gicht rollt, wo er von den Arbeitern in Empfang genommen und seines Inhaltes entledigt wird. Noch sind zur Sicherung gegen die Folgen eines Kettenbruches Winkelhebel *c* an der Bahn befestigt, deren oberer, senkrecht auf der Bahnneigung stehender Arm etwas über die Höhe der Wagenaxe hinaufragt. Fährt der Wagen darüber, so wird der Hebel in der Richtung der Kettenbewegung gedreht, und fällt dann wieder in die vorige Lage zurück. Reisst die Kette, so rollt der unterhalb der Bruchstelle befindliche Wagen nur bis zum nächst tiefer liegenden Winkelhebel. — Die entleerten Wägen werden mit Hilfe einer Bremse auf einer abgesonderten Bahn niedergelassen.

Ein Aufzug mit endloser Kette und vertikaler Bewegung ist in Fig. 296 abgebildet. Er besteht aus zwei Wellen *a b*, auf welchen hinter einander je zwei eiserne Räder mit Zähnen *z* an der Peripherie befestigt sind. Ueber dieselben laufen zwei endlose Ketten von der aus Fig. 297 ersichtlichen Construktion. Die untere Welle *a* wird durch Zahnräder-Umsetzung von der Kraftmaschine bewegt, und theilt diese Bewegung der endlosen Kette, sowie der oberen Welle *b* mit, indem die Zähne *z* in die Lücken der doppelten Kettenglieder eingreifen. An den Ketten sind horizontale Stäbe *n* befestigt und an diese mit je 4 Drähten *d* die Blechtafeln *p* aufgehängt. Die Fördergefässe sammt Ladung werden bei *A* auf die Bleche *p* gestellt, bei *B* im Niveau der Gicht abgenommen, entleert und wieder zurückgestellt. Sie gelangen sodann oberhalb der Welle *b* auf die andere Seite. Die Ketten müssen stark gespannt sein, weil sonst die Schalen in Schwankungen gerathen.

Statt Blechtafeln p können auch Haken an den Ketten befestigt und daran Förderwägen gehängt werden. Dabei sind besondere Vorrichtungen nöthig, um die Förderwägen mit der Kette in und ausser Verbindung zu bringen.

Die Schwankungen der Fördergefässe sind nicht immer zu vermeiden, und veranlassen Brüche, welche den unten befindlichen Arbeitern gefährlich werden können. Gichtaufzüge mit Kette ohne Ende überhaupt sind zwar leicht zu bedienen und fördern in gegebener Zeit verhältnissmässig grosse Mengen, auch kann die Betriebsmaschine derselben dauernd in Gang bleiben, doch bestehen sie aus zu vielen beweglichen Theilen und sind daher häufigen Reparaturen ausgesetzt.

Aufzug mit Schraubenstangen. Noch ist der Vorschlag von Demanet*) zu erwähnen, nach welchem zwei vertikale Schraubenspindeln, welche durch 4 an der Förderschale befindliche Muttern laufen und in schnelle Umdrehung versetzt werden, die Schale heben sollen. Nebst anderen Bedenken ist gegen dieses Prinzip besonders einzuwenden, dass ein grosser Theil der Betriebskraft auf Reibung der Schrauben in den Muttern verloren ginge.

Wassertonnenaufzüge.

Auch diese Maschinen stimmen mit den gleichnamigen, zur Grubenförderung verwendeten überein**); die Bewegung der Förderlast ist dabei stets eine vertikale. Es sei, Fig. 284, über eine Scheibe s ein Seil oder eine Kette geschlungen, an deren Enden das Fördergefäss f und der Kasten w hängen. Wird der letztere mit Wasser gefüllt, so bewegt er sich abwärts und hebt das Gefäss f bis zum Niveau der Gicht. Lässt man sodann aus w das Wasser ab und entleert f, so erfolgt der Rückgang, wenn das leere Gefäss f schwerer ist als w. Gewöhnlicher als diese einfachwirkenden Aufzüge sind die doppeltwirkenden, Fig. 285.

An jedem Ende der Kette k hängt ein Fördergefäss ff_1 und unmittelbar darunter die Wassertonne $w\,w_1$. Ist w_1 gefüllt und f beladen, so erfolgt die Bewegung in der Richtung der Pfeile. Zu Ende des Hubes wird w_1 und f entleert, auf f_1 eine neue Ladung gebracht, w mit Wasser gefüllt und hiedurch der Rückgang erzielt. Der Kasten w_1 oder w muss

*) Revue universelle, 4. Bd., S. 545.

**) Die Berechnung derselben, welche sehr einfach ist, s. in v. Hauer's Fördermaschinen, 2. Auflage, S. 323.

mehr Wasser enthalten, als die Hebung der reinen Förderlast und die Nebenhindernisse erfordern; denn zu Anfang der Bewegung ist nicht nur das Kettengewicht zu überwinden, sondern auch das Ganze zu beschleunigen. Während des Hubes wird das aufgehende Kettenstück immer kürzer, das niedergehende länger, daher die beschleunigende Kraft wächst. Aus diesem Grunde ist eine Bremse unentbehrlich, welche den Ueberschuss an produzirter Arbeit aufzehrt.

Um den Einfluss des Ketten- oder Seilgewichtes auszugleichen, wird zuweilen an beiden Gefässen eine Kette k_1, Fig. 285, befestigt, welche ebenso schwer ist als k, so dass zu beiden Seiten der Scheibe s die Last von k und k_1 stets gleich vertheilt ist. Doch wird dadurch wieder die todte Last vermehrt.

Der Wirkungsgrad eines Wassertonnenaufzuges kann zu 0·8 angenommen werden; daher beträgt das zu einem Aufzuge nothwendige Wassergewicht $^5/_4$ der reinen Förderlast. Wird eine Umsetzung angewendet, so ist die Förderlast auf den Halbmesser der Scheibe zu reduziren, an welcher die Wassertonnen hängen, und der Wirkungsgrad kleiner anzunehmen. Hieraus lässt sich das Volum der Wassertonne ermitteln. Um jedoch sicher zu gehen, und den für die Schwankungen des Wassers nöthigen Spielraum in der Tonne zu erhalten, gibt man derselben meist ein doppelt so grosses Volum als für ein der Förderlast entsprechendes Wassergewicht nothwendig wäre; selbstverständlich ist beim Betriebe die Füllung nur so gross, dass die Bewegung mit der nöthigen Geschwindigkeit erfolgt. Die Gefässe ff_1 haben die Form von Förderschalen, auf welche Wägen aufgeschoben werden. Die ganze Dauer eines Aufzuges beträgt 1 bis 3 Minuten, und ist nahe unabhängig von der Hubhöhe, da der grösste Theil dieser Zeit auf den Stillstand, dann auf die langsame Bewegung zu Anfang und Ende der Aufzüge entfällt.

Die Füllung der Wassertonne erfolgt von einem Reservoir aus durch eine mit Hahn versehene Röhre; der Querschnitt der letzteren bestimmt sich dadurch, dass zur Füllung der Wassertonne nicht mehr Zeit erforderlich sein soll, als zur Auswechslung der Wägen auf den Schalen. Ist daher v die theoretische Ausflussgeschwindigkeit, μ der Ausflusscoëfficient, m die für einen Aufzug benöthigte Wassermenge, o der Querschnitt des Rohres und t die Dauer des Auswechselns der Wägen in Sekunden, so ergibt sich die pr. Sekunde ausfliessende Menge gleich $\mu o v$, und es muss

$$\frac{m}{\mu o v} \leqq t \text{ oder}$$

$$o \geqq \frac{m}{\mu v t}$$

sein; hierin ist, wenn h die Höhe des Wasserspiegels im Reservoir ober der Mündung des Ausflussrohres, $g = 9{\cdot}8088^{m}$ die Acceleration der Schwere bedeutet,

$$v = \sqrt{2gh}$$

zu setzen und kann $\mu = 0{\cdot}8$ genommen werden.

Bei doppeltwirkenden Aufzügen muss die Wassertonne so weit über die unmittelbar darauf befindliche Schale vorragen und das Füllungsrohr derart postirt sein, dass durch letzteres das Auf- und Abschieben der Wägen nicht behindert wird.

Die Entleerung der Tonnen geschieht in der Regel selbstthätig durch ein am Boden derselben befindliches Ventil mit abwärts gerichtetem Stengel, welcher beim Niedergange der Tonne gegen eine Unterlage stösst.

Eine Umsetzung wird nothwendig, wenn die Gefällshöhe de Wassers kleiner ist als die Aufzugshöhe.

Wie aus der Einleitung ersichtlich, ist das nothwendige Gefälle entweder vorhanden, oder es wird gewissermassen künstlich erzeugt, indem man das Wasser mittelst Pumpe in ein Reservoir hebt, aus welchem der Aufzug gespeist wird.

Aufzüge mit natürlichem Gefälle. Bei diesen ist die Gefällshöhe häufig kleiner als die Aufzugshöhe, daher eine Transmission nothwendig; man befestigt deshalb an der Welle von s, Fig. 284 und 285, eine zweite kleinere Scheibe, legt eine Kette darüber und hängt die Wassertonnen $w\,w_1$ an den Enden dieser Kette, statt unter den Fördergefässen auf. Diese Einrichtung hat der Gichtaufzug zu Mariazell, von welchem die Fig. 290 und 291 die Vorder- und die Seitenansicht, 291a den Grundriss der Kettenscheiben und 291b den Grundriss des unteren Theiles darstellen. Die grosse Scheibe S enthält 2 Abtheilungen, an deren einer die Bremse angebracht ist, während über die andere die Kette läuft, an welcher die Förderschalen hängen. Auf der Welle von S befindet sich die kleinere Scheibe s. Um diese ist die mit den Wasserkästen verbundene Kette einmal geschlungen, und dann über die zwei Rollen t abwärts geführt. Die Rollen t sind blos deshalb angeordnet, um die Wasserkästen in die gehörige Entfernung von einander zu bringen. Die Scheibe S hat den 4fachen Durchmesser von s, daher der Hub der Wassertonnen blos $^1/_4$ der Förderhöhe beträgt. Die Kette für die Wassertonnen ist in den unteren Theilen, welche nicht mehr auf die

Scheiben $t\,t$ gelangen, durch Eisenstangen ersetzt. $A\,B$, Fig. 290, ist das Niveau der Gicht, p eine feste Bühne, auf welcher die Schalen beim tiefsten Stande ruhen. Die Tonnen w werden durch eiserne Rundstangen geführt; sie bewegen sich blos bis unter das Wasserzuleitungsrohr r, welches in zwei mit Ventilen versehene Theile gegabelt ist, um beide Kästen w speisen zu können; von den Ventilen laufen Zugstangen aufwärts, welche der bei A stehende Wärter mittelst Hebelumsetzung bewegt. Am Boden der Wasserkästen befinden sich Ventile, welche beim Aufsetzen gegen eine mit einem vorstehenden Zapfen versehene Eisenplatte n, Fig. 291b, stossen, daher geöffnet werden und das Wasser in den Abflusskanal r, Fig. 290, laufen lassen.

Wegen lokaler Ursachen erfolgt die Zufuhr der vollen Gichtwägen von O, Fig. 291b, her, zwischen den beiden Wassertonnen; die Bahn theilt sich in zwei Aeste und die Wägen werden auf die in schräger Stellung befindlichen Förderschalen $f f_1$ aufgeschoben. Die Abfahrt von den Schalen geschieht dagegen parallel zu den Seiten des Gichtthurmes, daher die Förderschalen während des Aufganges gedreht werden müssen, so dass z. B. f, Fig. 291b, in die punktirte Lage gelangt. Zu dem Zwecke sind die Eisenstangen, welche die Schalen führen, nicht vertikal gestellt, sondern unten in den Punkten $e\,o$ an eingemauerte eiserne Balken q, oben in e_1 und o_1 theils an die Säulen T, Fig. 291, theils an Eisenplatten befestigt, welche mit den Lagerbalken des Treibapparates verbunden sind. An den Säulen T befinden sich auch die Drehungspunkte der Hebel, die zur Bewegung der Bremse und der Wasserventile dienen.

Aufzüge mit künstlichem Gefälle. Das von einer Pumpe gehobene Wasser dient zur Uebertragung der Bewegung von der Kraftmaschine zum Aufzug; auf S. 262 wurde diese Transmissionsart näher besprochen.

Das Reservoir für das Betriebswasser ist ober dem Niveau der gehobenen Tonne aufzustellen und soll zur Vermeidung von Unterbrechungen wenigstens fünfmal so viel Wasser fassen, als zu einem Aufzug erforderlich ist. Besorgt man das Einfrieren, so bringt man unter dem Reservoir eine Feuerung an.

Einen durch eine Pumpe gespeisten Aufzug zeigen Fig. 294 in der Vorder- und Fig. 295 in der Seitenansicht.*) Der Apparat ruht auf einem aus Eisenplatten gebildeten Gerüste. S ist die Ketten- und Bremsscheibe; die Spur für die Kette ist wegen grösserer Reibung dreieckig, die Bremse wird mittelst Zugstange z und Hebel h gehandhabt.

*) Truran, das britische Eisenhüttengewerbe, deutsch v. Hartmann, S. 55.

s ist eine der Schalen, *w* das zugehörige Wassergefäss, mit dem Ventile *u*, Fig. 294, versehen, welches mittelst der Stange *t* geöffnet werden kann; *r* die oben in einem Windkessel endigende Steigröhre der Pumpe, die durch ein Zweigrohr mit dem Ventilkasten *v* verbunden ist. In diesem befinden sich zwei Ventile, welche das Betriebswasser durch Lutten *l l* in die beiden Wassertonnen strömen lassen.

Wassersäulenaufzüge.

Die Hebung der Schmelzmaterialien kann auch durch Wassersäulenmaschinen geschehen. Man denke sich, Fig. 308, einen vertikal stehenden Treibcylinder *c* mit Kolben, auf der nach oben hinausragenden Kolbenstange eine Plattform *p* zur Aufnahme der Förderlast befestigt, und Wasser in den Raum unter dem Kolben gedrückt, so wird die Last gehoben. Der Niedergang erfolgt, wenn man das Wasser aus dem Cylinder ins Freie treten lässt. Ein solcher Apparat ist einfachwirkend, da nur beim Kolbenaufgange eine Last gehoben wird.

Wird der Wasserdruck nicht durch ein natürliches Gefälle, sondern durch eine Kraftmaschine erzeugt, so ist wieder das Betriebswasser als Transmissionsmittel zu betrachten, welches die oben angeführten Vortheile darbietet. Der zur Hebung des Kolbens nothwendige Druck könnte dadurch hervorgebracht werden, dass man das Wasser in ein Reservoir auf der Gicht pumpt und von dort mittelst Einfallröhren dem Treibcylinder zuleitet. Da es indessen nicht nothwendig ist, dass der genannte Druck von dem Gewichte einer Wassersäule herrühre, so kann man das Druckwasser der Pumpe unmittelbar in den Treibcylinder führen. Hiebei lässt sich die Spannung des Wassers grösser annehmen und dadurch der Querschnitt des Treibkolbens sowohl als der des Kolbens der Pumpe entsprechend herabsetzen, indem die letztere nun weniger Wasser zu liefern hat.

Schaltet man endlich in die Röhrenleitung einen Behälter ein, dessen Volum sich nach Maassgabe des Zu- und Abflusses ändert, so ist man wieder in Stand gesetzt, den ununterbrochen produzirten geringen Effekt der Pumpe in einen grösseren umzusetzen, welchen der Gichtaufzug periodisch consumirt. Ein solcher Behälter heisst Accumulator und besteht aus einem Cylinder *A*, Fig. 308, in welchen ein entsprechend beschwerter, frei beweglicher Mönchkolben *k* eingetaucht ist. Durch das Rohr *e* kommt das Wasser von der Pumpe, durch *a* strömt es zum Treibcylinder. Ist der Zufluss grösser oder kleiner als der Abfluss, so steigt oder sinkt der Mönchkolben *k*. Zum Betrieb ist eine im Rohre *a*

einzuschaltende Steuerung erforderlich, welche das Betriebswasser vom Accumulator in den Treibcylinder oder das verbrauchte Wasser aus diesem ins Freie zu leiten gestattet. Von dem Gewichte der Plattform nebst anhängenden Theilen ist so viel auszugleichen, dass der Rest eben nur hinreicht, die Hindernisse beim Niedergang auszugleichen. Accumulatoren sind besonders zweckmässig, um mit einer Kraftmaschine mehrere in grösserer Entfernung vertheilte Aufzüge, z. B. Hafenkrahne zu bewegen.

Bei der geschilderten Anordnung können Pumpe und Accumulator auf der Hüttensohle stehen, dagegen muss der Treibcylinder auf eine der Aufzugshöhe gleiche Tiefe unter die Sohle hinabreichen, daher in einem Schachte angebracht werden und bei grosser Ofenhöhe eine beträchtliche Länge erhalten. Man wendet deshalb meist eine Umsetzung an, wodurch die Wassersäulenkrahne entstehen, welche von Armstrong construirt und zur Hebung von Lasten vielfach benützt, auch im Hüttenwesen Eingang gefunden haben.

Die Einrichtung dieser Krahne ist indessen kostspielig, der Verschleiss an Ketten oder Seilen nicht gering, und sie erweisen sich vorzüglich nur für mehrere vertheilte oder unregelmässig arbeitende Hebeapparate als zweckmässig.

Aufzug mit natürlichem Gefälle. Ein solcher ist in der Lölling bei Hüttenberg aufgestellt; er besteht aus einem heberförmigen Rohre, dessen längerer Schenkel in ein entsprechend hoch gelegenes Gerinne mündet, während in dem anderen der Kolben spielt, dessen Stange die Plattform für die Förderlast trägt. Durch einen Dreiweghahn am tiefsten Theil des Rohres wird das Wasser in den Raum unter dem Kolben oder von dort ins Freie geführt.

Wassersäulenaufzüge mit Speisung durch Pumpen. Solche Aufzüge werden u. A. auf der Johannishütte bei Duisburg*) verwendet; eine Skizze derselben gibt Fig. 309. Darin ist *k* der Mönchkolben und *c* der Treibcylinder, unten mit einer Steuerung versehen, welche den Zutritt des Druckwassers vom Accumulator, sowie den Austritt ins Freie zu reguliren gestattet. Am Mönchkolben, sowie am Boden des Treibcylinders sind je zwei Rollen *r* und *s* angebracht. Erstere vertreten die losen, letztere die festen Rollen eines Flaschenzuges. Eine Kette, welche bei *o* an den Treibcylinder befestigt ist, läuft über diese Rollen und schliesslich aufwärts zur Trommel *t*. Auf der Welle der letzteren be-

*) Schönfelder, die baulichen Anlagen etc. in Preussen, 1. Jahrg., 2. Liefg., S. 19.

findet sich die Seilscheibe q, über welche das Seil gelegt ist, an dessen Enden die Förderschalen f hängen. Die Seilscheibe ist mit dem Zahnkranze p versehen und kann durch eine Vorgelegwelle mit Handkurbeln bewegt werden, falls der Krahn aus irgend einer Ursache betriebsunfähig werden sollte. Die Last des Mönchkolbens ist durch ein Gegengewicht g compensirt. Der Treibkolben, sowie die Schalen sind geführt, letztere auch mit einer Fangvorrichtung versehen. Eine ringsum laufende Treppe gestattet das Aufsteigen zur Gicht.

Der Betrieb erfolgt auf die S. 268 angegebene Art, indem gleichzeitig ein voller Wagen auf-, ein leerer niedergeht und dann beide Schalen unbeladen zurückkehren.

Bei dem v. Steyrer'schen Hochofen in Vordernberg wurde ein Aufzug hergestellt, dessen Accumulator das Wasser von einer durch das Gebläse-Wasserrad betriebenen Pumpe erhält und in den auf der Gicht befindlichen Treibcylinder abgibt. Der Treibkolben ist mit einer Zahnstange verbunden, welche ein auf der Welle der Seiltrommel befestigtes Getriebe bewegt. Gibt man jedoch bei dieser Anordnung dem Getriebe einen kleinen Durchmesser, um den Hub des Treibkolbens herabzusetzen, so wird der Druck zwischen den Zähnen gross.

Wassersäulenaufzüge mit direktem Betrieb durch Dampf. Bei dem Gichtaufzuge der Britannia Foundry zu Derby*), welcher einen Kupolofen bedient und $3{\cdot}04^{m}$ Förderhöhe hat, wird das Wasser in den Treibcylinder durch einen Kolben gedrückt, auf welchen unmittelbar der Dampfdruck wirkt. Nach Fig. 310 befindet sich in dem Treibcylinder C der Kolben K, und dieser trägt mittelst der Stange k die Plattform p, welche (vergleiche Fig. 311) durch an der Ofenwand feste Schienen f geführt wird. Die Kolbenstange k ist wegen grösserer rückwirkender Festigkeit hohl. Unter der Platte p und ober dem Kolben K sind Kautschukplatten aufgeschoben, die den Stoss zu Ende des Auf- und Niederganges mildern. Das Wasser tritt in den Cylinder C durch das Rohr r, welches mit einem zweiten Cylinder D in Verbindung steht. In diesem befindet sich der Kolben n. Durch das Rohr e kann mittelst eines Dreiweghahnes Dampf in den Cylinder D oder aus demselben ins Freie geleitet werden. Findet Einströmung statt, so geht der Kolben n abwärts, drückt das Wasser in das Rohr r und der Treibkolben steigt. Strömt der verbrauchte Dampf durch e ab, so geht der Treibkolben nieder, indem das Wasser in den Cylinder D zurückströmt; dabei wird die Geschwindigkeit durch einen im Abblaserohre angebrachten Hahn

*) Revue universelle, 1. Bd., S. 294.

regulirt. Vor Ingangsetzung des Apparates wird das Wasser durch eine von der Gebläsemaschine betriebene Pumpe in das Rohr r gedrückt.

Wegen der Wasserverluste hat der Cylinder D ein nahe doppelt so grosses Volum als C. Die Röhre r hat $36{\cdot}6^m$ Länge und $0{\cdot}102^m$ Durchmesser; der Cylinder C ist $0{\cdot}203^m$, D $0{\cdot}508^m$ weit. Wären keine Bewegungshindernisse vorhanden, so würde der Druck des Wassers auf die Einheit der Fläche o des Kolbens K gleich dem Dampfüberdruck p sein, daher könnte eine Last op gehoben werden. Wegen der Bewegungshindernisse ist die Förderlast P des beschriebenen Apparates bei $0{\cdot}15^m$ Geschwindigkeit blos

$$P = 0{\cdot}67\, op.$$

Von den fehlenden 33% entfallen 16 auf Bewegungshindernisse beim Aufgange, 17 auf das Gewicht der Plattform sammt den daran festen Theilen. Dieses Gewicht ist nothwendig, um den Niedergang, welcher mit $0{\cdot}1^m$ Geschwindigkeit erfolgt, zu bewirken; die 17% entsprechen daher dem Widerstand beim Niedergange, welcher mithin beiläufig ebenso gross ist als beim Aufgange. Der Wirkungsgrad würde grösser sein, wenn das Ausblaserohr mit einem Condensator in Verbindung stände, denn es könnte dann das Gewicht der bewegten Theile ausgeglichen, die Förderlast vergrössert werden. Die Einrichtung ruft das Bedenken hervor, dass im Cylinder D, welcher abwechselnd mit Wasser und Dampf gefüllt ist, eine starke Condensation eintreten werde. Der Cylinder ist deshalb mit schlechten Wärmeleitern umgeben, und soll nach einigen Huben nebst dem Wasser so weit erhitzt sein, dass nur wenig Dampf condensirt wird.

Am einfachsten scheint es endlich, den Kolben n zu beseitigen und den Dampf direkt auf die Oberfläche des Wassers wirken zu lassen. Die Wasserkrahne der Bessemerhütte zu Neuberg*) haben diese Einrichtung, welche auch für Gichtaufzüge anwendbar wäre. Die Treibcylinder stehen dabei durch Röhren mit einem blechernen geschlossenen Druckkessel in Verbindung, welcher zum Theile mit Wasser gefüllt ist, auf dessen Oberfläche Dampf strömt. Jeder hydraulische Krahn besitzt eine Steuerung, durch welches das Wasser zu- oder abgelassen werden kann, daher der Druckkessel vorerst gefüllt sein muss. Das Wasser hiezu wird einem höher gelegenen Bassin entnommen, und kann darin durch Einleiten von Dampf vorgewärmt werden; es zeigte sich übrigens, dass auch kaltes Wasser verwendbar sei, da sich die oberen Schichten desselben bald so weit erhitzen, dass nicht viel Dampf mehr condensirt wird.

---

*) „Erfahrungen 1864", S. 37.

Pneumatische Gichtaufzüge.

Bei den pneumatischen Gichtaufzügen ist es die vom Gebläse oder von einer besonderen Maschine verdichtete Luft, welche die Arbeit der Kraftmaschine auf den Gichtenzug überträgt. Wie bei den vorbeschriebenen Aufzügen das Wasser, wirkt hier die Luft auf einen Kolben, der die Förderlast entweder direkt oder mittelst Umsetzung hebt. Im letzten Falle wird der Apparat complicirter, der Durchmesser des Kolbens grösser, hingegen dessen Hub kleiner; durch Benützung einer besonderen Compressionspumpe zur Verdichtung der Luft lässt sich die Spannung steigern, daher auch der Kolbenquerschnitt verkleinern.

Die Lufttransmission hat, wie für andere Zwecke, auch für Gichtaufzüge mehr Anwendung gefunden, da sie kleinere Effektsverluste herbeiführt und die aus der Unzusammendrückbarkeit und dem grösseren Gewichte des Wassers resultirenden Nachtheile bei ihr wegfallen.

Man kann die pneumatischen Aufzüge in solche mit und ohne Umsetzung unterscheiden; bei letzteren tritt zuweilen an Stelle des Kolbens mit fester Liederung eine Wasserliederung.

Aufzüge ohne Umsetzung mit Wasserliederung. Einen mehrfach ausgeführten Apparat dieser Art, von Benjamin Gibbon*) stammend, zeigt Fig. 312. Darin ist C ein unten offener Blechcylinder, der an vier Ketten hängt, welche über Rollen r laufen und mit Gegengewichten g verbunden sind. In die untere Mündung des Cylinders C taucht das Rohr l, welches mit der Windleitung w communicirt und die Steuerung v enthält. Diese besteht aus einem Kolben, der in einem kleinen unten offenen Cylinder mittelst einer zum Gichtniveau hinaufreichenden Zugstange beweglich ist. Bei der tiefsten Stellung des Kolbens communizirt die Röhre l mit der Windleitung, bei der höchsten mit der äusseren Luft; in der mittleren Stellung bedeckt der Kolben die Mündung des Rohres l. Der Schacht S, in welchen der Apparat eintaucht, ist mit Wasser gefüllt, jedoch nur so weit, dass dessen Spiegel die innere Mündung des Rohres l nicht erreicht. Oben am Cylinder C befindet sich die rechteckige Plattform p zur Aufnahme der Förderlast; diese wird durch vier gegen einander abgespreizte und mit Winkeleisen beschlagene Säulen s, der Cylinder C durch Rollen n geführt. Das Wasser im Schachte S dient wie bei Gasometern zum luftdichten Abschlusse.

*) Revue universelle, 1. Bd., S. 285; Dingler's polyt. Journal, 115. Bd, S. 17.

Stellt man mittelst des Kolbens *v* die Verbindung mit der Windleitung her, so dass durch *l* verdichtete Luft in den Cylinder *C* eintritt, so wird letzterer gehoben. Gegen Ende des Aufganges trifft die Plattform *p* einen Hebel, welcher mit der Zugstange des Steuerungskolbens verbunden ist, daher die Communikation der Luftröhre *l* mit der Windleitung allmälig verengt und die Bewegung verzögert wird, bis die höchste Stellung erreicht ist, bei welcher eine Widerlage den weiteren Aufgang begrenzt. Die Röhre *l* ist dabei nicht gänzlich abgeschlossen, der Cylinder *C* bleibt mithin wegen des Luftdruckes in seiner höchsten Stellung, indem etwaige Luftverluste stets aus der Windleitung ersetzt werden. Geht der Apparat leer aufwärts, wobei die Geschwindigkeit grösser ist, so lässt man den erwähnten Hebel früher ergreifen, indem auf der Plattform *p* eine Unterlage vorgeschoben wird.

Bringt man den Kolben *v* mittelst des Steuerungshebels in die höchste Stellung, so dass die Luft austritt, so geht der Cylinder nieder. Diese Bewegung lässt sich durch Oeffnung eines am Deckel angebrachten Ventiles beschleunigen. Ein auf der Plattform *p* niederfahrender Arbeiter bewegt dasselbe mittelst des Hebels *h* und kann überdies stets die vertikale Stange erreichen, welche zum Kolben *v* führt, mithin den Gang leicht reguliren.

Das Verhältniss zwischen der gehobenen Last und dem Luftdrucke auf den Deckel des Cylinders *C* oder der Wirkungsgrad beträgt ungefähr 0·6, wonach sich der Querschnitt des Cylinders *C* ermitteln lässt. Da diese Apparate einfachwirkend sind, so muss wie bei den Wassersäulen-Aufzügen während des Aufganges nebst Hebung der reinen Förderlast die Leistung producirt werden, welche die Widerstände beim Auf- und Niedergange zusammen consumiren. Die Geschwindigkeit lässt sich mittelst der Gegengewichte *g* beliebig ändern. Bei Gibbon's Aufzug beträgt sie 0·19 bis 0·27^m beim Auf- und 0·27 bis 0·45^m beim Niedergange, die ganze Dauer eines Aufzuges ist $3^1/_2$ Minuten.

Der Gang lässt sich, wie erwähnt, leicht reguliren, der Cylinder schnell und ohne Stoss zum Stillstand bringen. Die Spannung der Luft erhält die Plattform in der höchsten Stellung, daher ist nur eine Vorrichtung zur Begrenzung des Hubes nothwendig. Die Bremse fällt weg. Das Reissen einer Gegengewichtskette hat ausser einer kurzen Unterbrechung des Betriebes keine schädlichen Folgen; diese und ähnliche Störungen kommen übrigens selten vor. Anderseits sind die Anlagskosten höher als für andere Hebemaschinen, und wird die Windlieferung bei Hochöfen, die mit geringer Pressung arbeiten, zu sehr gestört.

Ein solcher Aufzug war im Jahre 1870 auf der Königshütte zur Hebung der Schlacken in Anwendung, ein anderer bei einem Hoch-

ofen im Banat, dieser wurde jedoch aus obigem Grunde wieder abgeworfen.

In der Literatur wird noch ein Aufzug von Wrighton und Crooke*) erwähnt, welcher mit dem Gibbon'schen eine gewisse Aehnlichkeit besitzt. Er besteht aus einem Hohlcylinder, welcher sich in einem mit Wasser gefüllten Rohre befindet und selbst mit Wasser oder comprimirter Luft gefüllt werden kann. Im ersten Falle bewegt er sich abwärts; wird nun comprimirte Luft eingeleitet, so verdrängt diese das Wasser, der bewegliche Cylinder wird leichter und steigt empor. Durch ein Seil ist derselbe mit den Fördergefässen in Verbindung.

Aufzüge ohne Umsetzung, mit fester Kolbenliederung. Ein Aufzug mit festem in einem Cylinder beweglichen Kolben wurde vor längerer Zeit auf der Hütte zu Commentry in Frankreich ausgeführt.**) Der Cylinder ist oben offen und enthält nahe ober der tiefsten Kolbenstellung eine seitliche Oeffnung mit luftdicht schliessender Doppelthür, deren Flügel sich nach innen öffnen lassen und die Förderlast auf den Kolben zu bringen gestatten. Durch Zuleiten verdichteter Luft unter den Kolben wird dieser gehoben. Der Cylinder ist aus Blechtafeln construirt, hat daher keine glatte Innenfläche und der Luftverlust ist beträchtlich; die Herstellung aus Gusseisen mit ausgebohrten Wänden wäre zu kostspielig.

Hieher gehören ferner die Aufzüge nach Gjers' Prinzip, welches in Folgendem besteht: In einem oben offenen Cylinder, dessen Höhe die Förderhöhe übersteigt, befindet sich ein Kolben von grösserem Gewicht, von welchem ein Seil aufwärts über eine Rolle und dann abwärts zu einer Plattform geführt ist, welche zur Aufnahme der Förderwägen dient. Das Gewicht des Kolbens ist so bemessen, dass behufs dessen Aufgang die Spannung der Luft unter dem Kolben über die atmosphärische gesteigert, zur Erzielung des Niederganges dagegen unter die atmosphärische herabgesetzt werden muss. Beides wird durch eine Luftpumpe erzielt, welche durch eine entsprechende Steuerung entweder zu einer Compressions- oder zu einer Saugpumpe gestaltet werden kann. Aus der todten Last erwächst kein Effektsverlust, weil diese beim Niedergange ebenso fördernd, wie beim Aufgang hindernd wirkt.

Mehrere solche Aufzüge stehen auf englischen Hütten, einer auch bei der Hochofenanlage zu Schwechat bei Wien in Anwendung. Der letztere ist durch Fig. 303 und 304 im Auf- und Grundrisse dargestellt.

*) Berg- u. hüttenm. Zeitung 1868, Nr. 30, S. 259

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 4. Bd., S. 336.

In diesen Skizzen ist c der aus mehreren Stücken bestehende Cylinder, k der massive Kolben, welcher vermöge seiner Höhe das erforderliche Gewicht besitzt. Die in mehreren Nuthen an seinem Umfange angebrachte Liederung besteht aus mit Unschlitt getränktem Hanf. Vom Kolben laufen 4 Seile s über Seilscheiben S zur Plattform p, Fig. 304, welche den Cylinder umgibt und in der Mitte mit einer Oeffnung für denselben versehen ist. Am Cylinder ist eine Führung für die Plattform angebracht. Die Lager der Seilscheiben ruhen auf den vier mit Schlitzen für die Scheiben S versehenen Trägern t und diese mittelst 4 Säulen auf den Blechträgern T der Gichtbrücke. Die Träger t sind anderseits an den Obertheil des Cylinders c befestigt, welcher mit der Gichtbrücke ausserdem noch durch Streben n, Fig. 303, in Verbindung steht. Im obersten Theil des Cylinders c befinden sich Seitenöffnungen, um den Kolben revidiren zu können.

Zur Verdichtung oder Verdünnung der Luft unter dem Kolben dient eine Pumpe, Fig. 305 und 306, mit zwei Cylindern q, deren Kolben durch die Welle w auf und nieder bewegt werden; der Betrieb der Pumpe erfolgt mittelst zweier unter 45° aufgestellter Dampfcylinder d, deren Schubstangen an einer Kröpfung der Welle w angreifen. Die Pumpen sind einfachwirkend, daher nur mit je einem Saug- und Druckventil $v\,v_1$ versehen. An die ersteren schliesst sich das Saugrohr r, an letztere das Druckrohr r_1, und diese Röhren münden mit rechteckigen Oeffnungen an dem Sitze eines Schiebers, der zur Umsteuerung dient und in Fig. 307 vergrössert dargestellt ist. Zwischen den Mündungen der Rohre r und r_1 befindet sich eine dritte r_2, welche (vergl. Fig. 303) die Verbindung mit dem unteren Ende des Cylinders c herstellt. Der Schieber g, Fig. 307, ist ein viereckiger Rahmen, welcher sich zwischen dem Sitze und der festen Platte d bewegt. Bei der gezeichneten Stellung desselben communiziren r_1 und r_2, daher die Pumpe Luft unter den Kolben drückt, welche durch r von aussen angesaugt wird. Bewegt man den Schieber gegen die linke Seite, so tritt r_2 mit r, r_1 mit der äusseren Luft in Verbindung, es wird daher die Luft unter dem Kolben weggesaugt und durch r_1 ins Freie ausgeblasen. Die Platte d hindert das Abheben des Schiebers durch die comprimirte Luft.

Bei dem Schwechater Aufzuge speziell sind indessen die Belastungen derart regulirt, dass die Pumpe nur beim Kolbenniedergange, und zwar saugend wirken muss; für den Kolbenaufgang ist eine Verdichtung der Luft nicht erforderlich, und wird nur durch Oeffnung des Ventiles e, Fig. 307, der Eintritt äusserer Luft nach r_2, mithin in den Raum unter dem Kolben ermöglicht. Durch das Ansaugen wird eine Depression von 0·48 Kil. pr. Quadratcentimeter hervorgebracht, und während des Still-

standes bei der tiefsten Kolbenstellung die Pumpe in langsamem Gange erhalten, wobei die Depression bis auf 0·63 Kil. gelangt; hiedurch ist einem selbstthätigen Rückgange des Apparates vorgebeugt. Durch stärkere oder schwächere Oeffnung des Ventiles *e* lässt sich die Geschwindigkeit des Kolben-Aufganges reguliren.

Auf den Ayresome-Eisenwerken bei Middlesborough*) sind zwei dem Prinzipe nach ähnliche, in der Ausführung jedoch verschiedene Apparate zum Heben der Materialien auf die Gicht der Röstöfen, über eine Höhe von 10·7^m, in Anwendung. Die Apparate stehen an den beiden Enden der Ofenreihe, der eine dient zum Aufziehen der vollen, der andere zum Niederlassen der leeren Wägen. Der erstere ist durch Fig. 300 bis 302 in Aufriss, Grundriss und Seitenansicht dargestellt. Er besteht aus zwei Cylindern *c*, welche mit Kolben derselben Form versehen sind und in welchen durch eine Luftpumpe von derselben Construktion wie früher abwechselnd Verdünnung oder Verdichtung der Luft erzielt wird. Die einzelnen Ringe der Cylinder sind in einander eingelassen. Von den Kolben laufen Drahtseile über die Seilscheiben *s* zu den Holzbalken *t*, auf welchen eine zur Aufnahme der Wägen dienende Plattform befestigt ist. Die Seile umfassen $1^1/_2$ Umfänge der Scheiben *s*, so dass durch die Reibung das Gleiten vermieden ist und die Plattform stets in horizontaler Lage verbleibt. Die Gewichte der Kolben sind so gross, dass bei deren Senkung, mithin beim Heben der Plattform sammt vollen Wägen die Spannung unter den Kolben um 0·455 Kil. pr. Quadratcentimeter kleiner, beim Niedergange der leeren Plattform dagegen um 0·28 Kil. grösser sein muss als die atmosphärische. An jedem Kolben ist ausser den zwei Seilen noch eine Sicherheitskette befestigt, welche über die Rolle *r* zu dem gusseisernen Aufsatze *a* läuft, und im Falle eines Seilbruches die Plattform festhält. Die Aufsätze *a* sind an der Plattform direkt und mit Spannstangen befestigt und dienen nebstdem zur Führung an den Gleitschienen *l*. Die beiden Cylinder *c* sind oben durch den eisernen Bogen *b* solid verbunden.

Der Nachtheil, dass beim Aufzuge stets das Wagengewicht gehoben werden muss, wird durch die Einrichtung des zweiten, zum Niederlassen der leeren Wägen dienenden und in der äusseren Anordnung mit dem eben beschriebenen übereinstimmenden Apparates grossentheils behoben. Bei diesem sind an jedem Cylinder unten zwei Ventile angebracht, deren eines mit der äusseren Luft, das andere mit der Windleitung des Hochofengebläses communizirt. Um die Kolben zu heben und daher den

*) Polyt. Centralblatt 1872, S. 1181.

leeren Wagen niederzulassen, stellt man die Verbindung der Cylinder mit der äusseren Luft her; bei Hebung der leeren Plattform aber wird der Raum unter dem Kolben mit der Windleitung in Communikation gebracht; der Kolben ist schwer genug, um nicht nur die leere Plattform zu heben, sondern auch den gesteigerten Druck der Luft im Cylinder zu überwinden und diese Luft in die Windleitung zu schaffen. Auf diese Art wird die vom Gewichte der niedergelassenen Wägen produzirte Arbeit verwerthet.

Aufzüge mit Umsetzung. Ein pneumatischer Gichtenzug mit Umsetzung ist auf der Friedenshütte in Oberschlesien ausgeführt und in den Fig. 298 und 299 im Auf- und Grundrisse dargestellt. *C* ist der Treibcylinder, welchem durch die Röhre *r* verdichtete Luft zuströmt. Diese wird durch zwei einfachwirkende, von der Gebläsemaschine betriebene Compressionspumpen geliefert. Der Kolben *k* bewegt die Scheibe *s*, und diese mittelst Zahnräder-Umsetzung die Scheibe *t*, an welcher die Förderschale *q* hängt. Um die Schale niederzulassen, wird mittelst einer kleinen Winde *n* das Ventil *v* geöffnet, durch welches die Luft aus dem Cylinder *C* ausströmt; dabei müssen die Compressionspumpen eingestellt werden. Bei 10·67^m Förderhöhe dauert der Aufgang $2^1/_2$ Minuten, der Auf- und Niedergang sammt Stillstand 5 Minuten. Die Spannung der Luft beträgt 0·8 Atmosphären. Um einen derartigen Aufzug zu berechnen, hat man die Spannung anzunehmen, welche die verdichtete Luft erhalten soll. Hienach ergeben sich die Fläche, welche der Kolben *k* erhalten muss, um die Förderlast zu heben und die (zu schätzenden) Widerstände zu überwinden; ferner das Volum eines Kolbenschubes, welches auf atmosphärische Spannung zu reduziren ist; endlich, wenn die Dauer eines Aufzuges gegeben ist, das von den Compressionspumpen pr. Sekunde anzusaugende Luftvolum, mithin die Dimensionen der Pumpen. Werden letztere zu gross oder zu klein genommen, so hat dies lediglich auf die Dauer des Aufzuges Einfluss, weil bei genügender Betriebskraft die Luft jedenfalls genug verdichtet werden kann, um den Apparat in Gang zu setzen. Auf der Welle der Scheibe *t* ist noch ein Zahnrad mit Schraube ohne Ende angebracht, um den Aufzug bei etwa nöthiger Reparatur von Hand bewegen zu können.

Ein anderer pneumatischer Gichtaufzug mit Umsetzung, welcher jedoch die verdichtete Gebläseluft benützt, ist in den Fig. 292 und 293 in der Vorder- und Seitenansicht dargestellt.*) Das Gerüst für denselben besteht aus 9 Säulen *s* und mehreren horizontalen Riegeln, deren

*) Walter's Eisenhüttenkunde, deutsch v. Hartmann, 1. Theil, S. 282.

Verbindung mit den Säulen durch aufgeschraubte Eisenschienen verstärkt ist. Die Säulen *s* bilden die Eckpunkte von 4 quadratischen Räumen, deren zwei die auf- und niedergehenden Förderschalen aufnehmen. Letztere bestehen aus je zwei gusseisernen Kreuzen *a*, deren Arme in die Diagonalen der genannten quadratischen Räume fallen und an den Enden mit Rollen versehen sind, welche mit eingedrehten Spuren an den inneren, mit Winkeleisen beschlagenen Kanten der Säulen *s* laufen. Die unteren Kreuze sind mit Blechplatten bedeckt, auf welche man die Fördergefässe stellt. Die Ketten der beiden Förderschalen sind über zwei Scheiben *n* aufgerollt, an deren Welle eine dritte kleinere Scheibe *p* befestigt ist, von welcher eine Bandkette bis zur Kolbenstange des Treibcylinders *C* hinabgeht. In diesem befindet sich der Kolben, an welchem ein Gewicht *g* befestigt ist, das die Last der beiden Förderschalen ausgleicht. Die Zuleitung der verdichteten Luft vom Regulator erfolgt durch die Röhre *r* und wird mittelst eines Muschelschiebers regulirt, dessen Zugstange *z* mit einem Handhebel in Verbindung steht. Eine Oeffnung *o* am Schiebersitze lässt bei der in Fig. 293 gezeichneten Stellung die Luft aus dem Treibcylinder durch die Höhlung des Schiebers entweichen, was den Aufgang des Kolbens, daher den Niedergang der leeren Förderschalen zur Folge hat. Die letzteren werden gehoben, wenn man den Schieber so weit abwärts bewegt, dass die Verbindung zwischen dem Zuleitungsrohre *r* und dem Treibcylinder hergestellt ist.

Die Geschwindigkeit der Förderschalen beträgt höchstens 1·3 Meter.

Literatur.

Unter den hüttenmännischen Werken enthält insbesondere das Lehrbuch der Eisenhüttenkunde von Walter, deutsch von Hartmann, die genaue Beschreibung zahlreicher Gichtenzüge, deren mehrere in die obige Darstellung aufgenommen wurden. In Truran: „das britische Eisenhüttengewerbe“ sind praktische Erfahrungen enthalten und die pneumatischen Aufzüge besonders empfohlen. Delvaux de Fenffe bespricht in der Revue universelle, 1. Bd., S. 280, mehrere hydraulische und pneumatische Aufzüge. Jordan's Album du cours de métallurgie bringt auf 4 Tafeln einen Aufzug mit Dampfmaschine, einen Wassertonnen-, einen pneumatischen und einen hydraulischen Aufzug ohne Umsetzung. In Valerius' Roheisenfabrikation ist u. A. ein Aufzug mit endloser Kette, welcher auch die leeren

Wägen abwärts fördert, beschrieben; ein ähnlicher in Dingler's polyt. Journal 1852, Bd. 126. In der allg. Berg- u. hüttenm. Zeitung von 1860, 2. Bd., S. 373, ist das Detail des Wassertonnenaufzuges der Heinrichshütte in Westphalen angegeben. Einen anderen solchen Aufzug, in der Königshütte in Oberschlesien verwendet, s. Berg- u. Hütt. Zeitung 1861, 20. Bd., S. 353. Ueber die englischen Gichtaufzüge von Lan, Annales des mines, 5. Reihe, 20. Bd., S. 143; Preuss. Zeitschr. 1866, 14. Bd., S. 306; Pneumatischer Aufzug (nach Gjers' Prinzip), Berg- u. hütt. Zeitg. 1867, Nr. 26, S. 217. Die Notiz über Wassersäulenaufzüge in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1868, 12. Bd., S. 590, spricht sich zu Gunsten der Aufzüge nach Art der Fördermaschinen gegenüber jenen mit Luft- oder Wassertransmission aus. Hydraulischer Gichtaufzug von Wrightson, Freiberger Berg- u. hütt. Zeitg. 1875, 24. Jahrg., S. 424.

III. Hämmer.

Dieser und die folgenden Abschnitte sind den Maschinen gewidmet, welche bei der Fabrikation des Schmiedeeisens, sowie auch bei der Bearbeitung anderer Metalle benützt werden. Es gehören dazu Hämmer, Luppenpressen und Luppenmühlen, Walzwerke und die Apparate zum Zertheilen des Eisens.

Hammer nennt man einen schweren Körper, welcher stossweise auf das zu bearbeitende Eisenstück wirkt, das auf einer festen Unterlage, dem Amboss ruht. Man bezweckt dadurch Formänderung und Verdichtung des Eisens, in speziellen Fällen auch das Auspressen der Schlacke.

Es gibt zwei Hauptarten von Hämmern. Der stossende Körper ist entweder an einem Stiel befestigt, der sich um eine horizontale Axe dreht, beschreibt daher einen Kreisbogen; oder er bewegt sich geradlinig, in der Regel vertikal, und erhält in diesem Falle eine rahmenartige Führung. Man kann daher Stielhämmer und Rahmenhämmer unterscheiden, zu welchen letzteren auch die in neuerer Zeit verwendeten Hämmer mit horizontaler Bewegung gezählt werden sollen.

Unter den Rahmenhämmern spielen diejenigen, welche durch eine direktwirkende Dampfmaschine betrieben werden und aus diesem Grunde den Namen Dampfhämmer führen, im Hüttenwesen eine vorwaltende Rolle, daher es angezeigt ist, dieselben abgesondert zu betrachten.

Die Luppenpressen und Luppenmühlen sind nur selten in Anwendung, indem deren Arbeit, das Zängen der Luppen, gegenwärtig meistens durch Hämmer besorgt wird; ihre Beschreibung soll daher dem Abschnitte über Hämmer eingereiht werden, für welchen sich somit folgende Eintheilung ergibt: A) Stielhämmer, B) Rahmenhämmer (mit Ausnahme der Dampfhämmer), C) Dampfhämmer, D) Luppenpressen und Luppenmühlen.

Für die Construktion der Hämmer sind besonders zwei Rücksichten massgebend. Erstlich müssen die Schläge eine gewisse Intensität, der Hammer daher im Momente des Schlages die genügende lebendige Kraft besitzen. Da ferner das Eisen, um die Bearbeitung zu erleichtern, in glühendem Zustande gehämmert wird, so soll der Hammer in gegebener Zeit eine hinreichende Zahl Schläge ausführen, um die Wärme des Metalles möglichst auszunützen, und den Aufwand an Brennstoff zu vermindern, welchen eine mehrmalige Erhitzung desselben erfordert. Grössere Eisenstücke verlangen intensive, schwache Stäbe, welche bald erkalten, schnell auf einander folgende Schläge. Danach ist die Einrichtung der Hämmer verschieden.

A. Stielhämmer.

Die prinzipiellen Formen der Stielhämmer sind in den Fig. 326 bis 328 dargestellt. Diese Hämmer bestehen aus dem Helm (Stiel) *a*, welcher um die Axe *o* drehbar ist und an dessen Ende der Hammerkopf *k* befestigt wird. Der Betrieb erfolgt durch eine rotirende Welle *w* mit Hebdaumen, welche den Hammer abwechselnd heben und wieder fallen lassen. Die Lage des Angriffspunktes der Hebdaumen ist verschieden.

Bei Schwanzhämmern, Fig. 326, ist der Helm ein zweiarmiger Hebel, und der Angriffspunkt befindet sich dem Hammerkopfe entgegengesetzt, am Ende des Helmes. Bei den Brust- und Aufwerfhämmern, Fig. 327, fassen Hebdaumen den Helm an einer Stelle zwischen Hammerkopf und Drehungsaxe, bei Stirnhämmern, Fig. 328, erfolgt der Angriff an demselben Ende, wo sich der Hammerkopf befindet. Brust- und Aufwerfhämmer unterscheiden sich dadurch, dass letztere mit einer Prellvorrichtung versehen sind.

Vor der näheren Betrachtung dieser Arten sollen die Bedingungen ermittelt werden, durch welche sich bei Stielhämmern die Intensität und Zahl der Schläge vergrössern lassen.

Intensität der Schläge. Die Stärke der Schläge hängt von der lebendigen Kraft ab, welche der Hammer im Momente des Auffallens besitzt.

Es befinde sich, Fig. 323, der Hammerkopf in der höchsten Stellung; das Gewicht des ganzen Hammers sammt Helm sei G, und h die Hubhöhe seines Schwerpunktes S. Während des Falles produzirt die Schwerkraft die Wirkung Gh. Abgesehen von Nebenhindernissen, muss diese Wirkung

gleich sein der lebendigen Kraft L, welche der Hammer im Momente des Auffallens besitzt; d. h. es ist

$$L = Gh.$$

Seien ferner H die Hubhöhe des Hammerkopfes, s und R die Entfernungen des Schwerpunktes und des Hammerkopfes von der Drehungsaxe, so ist

$$\frac{h}{H} = \frac{s}{R},\ h = H\frac{s}{R};\ \text{daher}$$

$$L = GH\frac{s}{R}.$$

Hieraus ist ersichtlich, dass bei gleichem Werthe von $\frac{s}{R}$ ein Hammer von kleinerer Hubhöhe H ein grösseres Gewicht, und umgekehrt besitzen muss, um eine gegebene lebendige Kraft L, von welcher die Wirkung auf das Eisen abhängt, zu erlangen.

Ferner ist L bei gegebenem Werthe des Produktes GH proportional dem Verhältniss $\frac{s}{R}$, und wird daher um so grösser, je näher der Schwerpunkt S dem Hammerkopfe liegt. Unter sonst gleichen Umständen wird s bei den Anordnungen Fig. 327 und 328 grösser als bei Fig. 326, weil hier der Helm über die Drehungsaxe fortgesetzt, mithin der Schwerpunkt mehr vom Hammerkopf entfernt ist. Bei schweren Hämmern, welche ganz aus Eisen construirt werden, erhöht man die Stärke der Schläge, indem man das Material gegen den Hammerkopf zusammendrängt und die Drehungsaxe an das andere Ende des Helmes verlegt.

Dauer eines Schlages. Die Zeit eines Schlages besteht aus drei Theilen. Zuerst wirkt durch eine Zeit t_1 der Hebdaumen auf den Hammer und ertheilt demselben eine gewisse Geschwindigkeit und lebendige Kraft. Wegen der letzteren dauert die Bewegung nach aufwärts fort, nachdem der Hammer vom Hebdaumen verlassen wurde, bis nach der Zeit t_2 der Fall beginnt, dessen Dauer t_3 sei.

Die Zeit t_1 lässt sich nicht genau bestimmen, weil bei der Berührung des Hebdaumens mit dem Hammerhelme ein Stoss zwischen unvollkommen elastischen Körpern stattfindet, in Folge dessen das unter dem Hebdaumen gelegene Ende des Helmes eine grössere Geschwindigkeit erhalten kann als der Hebdaumen selbst, wie dies Versuche (s. Berechnung der Betriebskraft) andeuten.

Während der Zeit t_2 geht die Geschwindigkeit des Hammers in Null über; die Verzögerung ist keine constante, da der Hammer pendelartig um eine Axe schwingt. Da indessen alle Punkte desselben blos kleine

Theile von Kreisen beschreiben, welche wenig von vertikalen Geraden abweichen, so darf die Schwere als der Bewegung gerade entgegenwirkend angenommen, mithin die Bewegung selbst als gleichförmig verzögert betrachtet werden. Ist g_1 die Verzögerung des Hammerkopfes und h_2 der Weg, welchen derselbe während der Zeit t_2 zurücklegt, so hat man

$$h_2 = \frac{g_1 t_2^2}{2},$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{2 h_2}{g_1}}.$$

Der Fall des Hammerkopfes erfolgt, wenn man die frühere Annahme beibehält, mit der Beschleunigung g_1; es ist daher

$$t_3 = \sqrt{\frac{2 H}{g_1}}.$$

Die Betrachtung der Werthe von t_2 und t_3 zeigt, dass die Zeit des Schlages kleiner wird, wenn g_1, d. i. die Verzögerung beim Aufgange und Beschleunigung beim Niedergange gross ist. Diese hängt von der Vertheilung der Masse ab und lässt sich auf folgende Art ermitteln. Es sei N, Fig. 211, ein kleinster Körpertheil von der Masse m, φ dessen Geschwindigkeit in dem Augenblicke, wo der Hammer aufschlägt, so ist die lebendige Kraft l dieses Massentheilchens

$$l = \frac{m \varphi^2}{2}.$$

Sei ferner r die Entfernung von N bis zur Drehungsaxe O, V die Endgeschwindigkeit des Hammerkopfes, so ist

$$\frac{\varphi}{V} = \frac{r}{R}, \quad \varphi = \frac{r}{R} V$$

$$l = \frac{V^2}{2 R^2} m r^2,$$

mithin die lebendige Kraft des ganzen Hammers

$$L = \frac{V^2}{2 R^2} \Sigma m r^2.$$

Hierin ist $\Sigma m r^2$ die Summe der Produkte aus den kleinsten Theilen der Masse in die Quadrate ihrer Entfernungen von der Drehungsaxe oder das Trägheitsmoment des Hammers. Für L wurde jedoch oben der Ausdruck

$$L = G H \frac{\delta_2}{R}$$

gefunden, worin s die Entfernung des Schwerpunktes von der Drehungsaxe bedeutet; ist das Gewicht eines Massentheiles gleich k, so hat man

$$G s = \Sigma k r = g \Sigma m r$$

$$L = g \frac{H}{R} \Sigma m r.$$

Setzt man die beiden Werthe von L gleich, so folgt

$$\frac{V^2}{2 R^2} \Sigma m r^2 = g \frac{H}{R} \Sigma m r$$

$$V^2 = 2 g H R \frac{\Sigma m r}{\Sigma m r^2}.$$

Unter der Voraussetzung, dass der Fall des Hammerkopfes mit der constanten Beschleunigung g_1 erfolge, ist aber auch

$$V^2 = 2 g_1 H, \text{ mithin}$$

$$g_1 = g R \frac{\Sigma m r}{\Sigma m r^2}.$$

Es wird nun g_1 gross, die Dauer eines Schlages klein,

1) wenn unter sonst gleichen Umständen $\Sigma m r$ gross, also wenn der Helm einarmig ist, weil dabei alle Entfernungen r positiv sind; dabei ist, wie früher gezeigt, zugleich L gross;

2) wenn R gross, d. h. der Hammerkopf weit von der Drehungsaxe entfernt ist, wobei jedoch L abnimmt;

3) wenn das Material des ganzen Hammers mehr gegen die Drehungsaxe zusammengedrängt wird, weil dann $\Sigma m r^2$ stärker abnimmt als $\Sigma m r$. Wegen Abnahme der letzteren Grösse wird dabei ebenfalls L kleiner.

Die Erfüllung der ersten Bedingung erhöht daher die lebendige Kraft des fallenden Hammers und verkürzt die Dauer des Schlages, die unter 2) und 3) angegebenen Bedingungen vermindern diese Dauer, zugleich aber auch die Intensität des Schlages.

In Hinsicht auf den ersten Punkt stehen wieder die Schwanzhämmer gegen die anderen Arten zurück; die Fallzeit derselben wird indessen um so kleiner, je kürzer und leichter der Helmtheil ist, an welchem die Hebdaumen angreifen.

Prellvorrichtung. Die angegebenen Mittel zur Verkürzung der Hubdauer sind für den wirklichen Bedarf zu wenig ausgiebig. Wo es sich um eine beträchtliche Vermehrung der Zahl Schläge handelt, wendet man eine Prellvorrichtung an; man lässt den Hammer, unmittelbar nachdem der Hebdaumen den Helm verlassen hat, gegen einen festen Körper, welcher auch den Namen Reitel führt, anschlagen. Brust- und Stirnhämmer werden nur zur Bearbeitung schwerer Eisenstücke, bei welchen

es mehr auf kräftige als schnell auf einander folgende Schläge ankommt, verwendet, und erhalten daher keine Prellvorrichtung.

Es sei, Fig. 326, r der Reitel, k_1 die Stellung, bei welcher der Hebdaumen den Hammerhelm verlässt. Ohne Reitel würde der Hammer wegen seiner lebendigen Kraft noch bis k_2 aufsteigen und dann lediglich in Folge seiner Schwere niederfallen. Beim Anschlagen gegen den Reitel dagegen wird die lebendige Kraft der bewegten Masse theils auf Biegung des Helmes, theils auf Compression des Reitels aufgewendet, und da der Widerstand rasch zunimmt, der Hammer bald zur Umkehr gezwungen. Denkt man sich den Reitel oder den Hammerhelm vollkommen elastisch, so geht die zur Deformirung verwendete Arbeit wieder als lebendige Kraft an den Hammer zurück, dieser besitzt mithin dieselbe Geschwindigkeit, als ob er bis zur Höhe k_2 aufgestiegen und frei herabgefallen wäre, die Stärke des Schlages ist ungeändert. Dagegen ist die Zeit, welche die freie Bewegung von k_1 bis k_2 und zurück erfordert, grösstentheils erspart. Da die betrachteten Körper nicht vollkommen elastisch sind, so erfolgt ein Effektsverlust durch Stoss, die erwähnte Zeiterspaniss wird geringer; der Reitel vermindert zwar noch immer die Dauer, zugleich aber auch die Intensität des Schlages.

Die Zahl der Schläge lässt sich bei dieser Einrichtung sehr hoch steigern, wenn die Welle schnell genug umläuft. Je grösser die Geschwindigkeit der Hebdaumen, desto höher ist die Stellung k_2, bis zu welcher der Hammer ohne Reitel aufsteigen würde, desto kleiner wird mithin für eine gegebene Stärke der Schläge das nothwendige Hammergewicht.

Schwanzhämmer.

Schwanzhämmer werden zur Erzeugung schnell auf einander folgender Schläge bei der Herdfrischerei viel verwendet. Hie und da wurden sie auch in grösseren Dimensionen zur Bearbeitung der Luppen, welche das Frischen des Eisens in Flammöfen liefert, benützt.

Berechnung der Betriebskraft. Um die Betriebskraft zu ermitteln, soll die beim Falle erlangte lebendige Kraft E bestimmt werden. Dieselbe ist die Summe der Wirkungsgrösse w_1, welche im fallenden Hammer in dem Augenblicke enthalten ist, wo derselbe den Reitel verlässt, und der Wirkung w_2, welche die Schwere während des weiteren Falles produzirt. Ist c die Geschwindigkeit des Hammerkopfes in jenem Augenblicke, so findet man (analog wie früher die lebendige Kraft L) den Werth w_1

$$w_1 = \frac{c^2}{2R^2} \Sigma m r^2 = \frac{c^2}{2R^2} T,$$

worin R, Fig. 323, die Entfernung des Hammerkopfes vom Drehungspunkte, $\Sigma m r^2 = T$ das Trägheitsmoment der bewegten Masse bedeuten.

Ist ferner c_1 die entsprechende Geschwindigkeit des Helmendes, an welchem die Hebdaumen wirken, R_1 dessen Entfernung vom Drehungspunkte, so hat man

$$\frac{c}{c_1} = \frac{R}{R_1}, \quad \frac{c^2}{R^2} = \frac{c_1^2}{R_1^2}, \text{ mithin}$$

$$w_1 = \frac{c_1^2}{2R_1^2} T.$$

Während der Hammerhelm den Reitel berührt, befindet sich der Schwerpunkt des ganzen Hammers in der höchsten Stellung, und legt dann während des Falles einen Weg h zurück. Ist also wieder G das Gewicht des Hammers sammt Helm, so ist (Fig. 323)

$$w_2 = G h = G H \frac{s}{R} \text{ und}$$

$$E = w_1 + w_2 = G H \frac{s}{R} + \frac{c_1^2}{2R_1^2} T.$$

Um T zu bestimmen, darf das Gewicht q des Hammerkopfes in einem Punkte vereinigt gedacht werden, der sich in der Entfernung R von der Drehungsaxe befindet. Es ist daher das Trägheitsmoment des Hammerkopfes

$$t = \frac{q}{g} R^2.$$

Aus mehreren kleineren ist der Helm gewöhnlich mit zwei schweren Ringen armirt, wovon der Sohlring am Helmende als Angriffspunkt für die Hebdaumen dient, der Wagring die Drehungszapfen enthält. Das Trägheitsmoment t_1 des Sohlringes ist

$$t_1 = \frac{q_1}{g} R_1^2,$$

wenn q_1 dessen Gewicht bedeutet. Die Masse des Wagringes kann wegen der geringen Entfernung von der Drehungsaxe vernachlässigt, und die Masse des Helmes, dessen Gewicht sammt Verstärkungsringen q_2 sei, in der Axe des Helmes vereinigt und auf deren Länge gleichmässig vertheilt angenommen werden; unter dieser Voraussetzung ergibt sich das Trägheitsmoment des Hammerhelmes

$$t_2 = \frac{q_2}{g} \left(\frac{l^2}{12} + d^2 \right),$$

wenn l seine Länge und d den Abstand seines Schwerpunktes von der Drehungsaxe bedeuten.

Das gesammte Trägheitsmoment T ist daher

$$T = t + t_1 + t_2 = \frac{1}{g}\left\{q R^2 + q_1 R_1^2 + q_2\left(\frac{l^2}{12} + d^2\right)\right\}.$$

Führt man diesen Werth in dem obigen Ausdrucke für E ein, so ergibt sich

$$E = G H \frac{s}{R} + \frac{c_1^2}{2g}\left[q\frac{R^2}{R_1^2} + q_1 + \frac{q_2}{R_1^2}\left(\frac{l^2}{12} + d^2\right)\right].$$

Die Geschwindigkeit c_1 des Helmendes zu Anfang des Falles wurde von Rittinger durch Versuche*) bei einem Schwanzhammer von 365 Kil. Gewicht des Hammerkopfes, 53 Cent. Hubhöhe und 100 bis 120 Schlägen pr. Minute bestimmt, und unter der Voraussetzung, dass der Wirkungsgrad des Hammers 0·75 sei,

$$c_1 = 1{\cdot}3\, C$$

gefunden, worin C die mittlere Peripheriegeschwindigkeit der Enden der Hebdaumen bedeutet. Hieraus kann geschlossen werden, dass das Helmende durch den Hebdaumen eine grössere als dessen eigene Geschwindigkeit c erhält; denn da durch den Stoss gegen den Hebdaumen ein Effektsverlust eintritt, so muss die Geschwindigkeit des Helmendes vor dem Stoss gegen den Reitel grösser als die entgegengesetzt gerichtete c_1 nach dem Stosse sein, daher wegen $c_1 = 1{\cdot}3\, C$ um so mehr den Werth C übersteigen. Dass der zurückkehrende Helm nicht gegen den langsamer bewegten Hebdaumen schlägt, ist nur dadurch zu erklären, dass zwischen dem Reitel und dem Hammerhelme bei der Stellung, wo letzterer nach dem geometrischen Zusammenhange vom Hebdaumen verlassen wird, ein Spielraum vorhanden ist, dessen Zurücklegung, sowie die Berührung mit dem Reitel eine gewisse, wenn auch geringe Zeit in Anspruch nimmt.

Ist n die Zahl Hammerschläge pr. Minute, ε der Wirkungsgrad des Hammers, so folgt der benöthigte Effekt der Kraftmaschine an der Hammerwelle

$$E_1 = \frac{n}{60}\frac{E}{\varepsilon},$$

worin für die bei der Herdfrischerei benützten Hämmer $\varepsilon = 0{\cdot}75$ gesetzt werden kann und für E der obige Werth einzuführen ist.

Dimensionen der Schwanzhämmer. Bei den Zerrennfeuern gebraucht man Frisch- oder Zerrennhämmer, welche die erste Bearbeitung des

*) „Erfahrungen" etc. 1854, S. 22.

Eisens, und Streckhämmer, welche dessen Vollendung besorgen, daher letztere, weil die auszustreckenden Stäbe kleinere Querschnitte besitzen, ein geringeres Gewicht und eine grössere Hubzahl erhalten. Für diese Arten von Hämmern sind die unten angeführten Dimensionen gebräuchlich, und es ergeben sich, wenn man die früher angegebenen Werthe $\varepsilon = 0{\cdot}75$ und $c_1 = 1{\cdot}3\,C$ beibehält, nach obiger Theorie die beigesetzten Betriebskräfte.

	Frischhammer.	Streckhammer.
Hubhöhe H	0·48	0·32 Meter
Zahl n Schläge pr. Minute	120	200
Hebelarm R_1 des Hammerkopfes . .	3·2	3·2 Meter
Helmlänge $R + R_1$	4·8	4·8 „
Gewicht des Hammerkopfes	220—360	80—170 Kil.
Geschwindigkeit C der Hebdaumen . .	1·3	1·3 Meter
Betriebskraft E_1	15—21	13—18 Pfdkft.

Es ist zu bemerken, dass der Werth c_1 in der früheren Berechnung, daher die angegebenen Werthe von E_1 nicht ganz verlässlich sind, da die Versuche zur Bestimmung von c_1 nur mit einem Hammer (von 360 Kil. Gewicht und $0{\cdot}53^m$ Hub) bei 96 bis 121 Huben abgeführt und der Wirkungsgrad des Hammers nur schätzungsweise zu 0·75, also die Nebenhindernisse zu 25 Prozent der Betriebskraft angenommen wurden.

Zahl der Ertel und Durchmesser des Ertelkreises. Bei den Schwanzhämmern werden die Hebdaumen vorzugsweise Ertel genannt. Der Kreis, in welchem die Endpunkte derselben liegen, heisst Ertelkreis. Macht der Hammer n Schläge und die Welle n_1 Umgänge pr. Minute, und ist z die Zahl der Ertel, welche am Umfange der Betriebswelle angebracht werden müssen, so hat man

$$n = n_1 z, \text{ daher}$$

$$z = \frac{n}{n_1}.$$

Ergibt sich für z keine ganze Zahl, so ist an dem Werthe von n oder n_1 entsprechend zu ändern.

Um den Durchmesser D des Ertelkreises zu finden, muss die Entfernung der Ertel gegeben sein. Es sei, Fig. 321, O der Drehungspunkt des Hammerhelmes, O_1 die Axe der Hammerwelle. Die Entfernung der Ertel ist durch die Bedingung bestimmt, dass der Fall des Hammers beendet sein muss, bevor das nächstfolgende Ertel den Helm berührt.

Während ein Ertel im Eingriffe ist, legt dessen Endpunkt A den Weg $A\,B$ zurück; der Punkt B ist der Durchschnitt der Kreisbögen, welche man aus O_1 durch A und aus O durch den Endpunkt des Hammerhelmes ziehen kann. Die Entfernung zweier Ertel, im Ertelkreise gemessen, soll nun aus obiger Ursache erfahrungsmässig das $2^1/_2$ bis 3fache von $A\,B$ betragen.

Setzt man daher den Winkel

$$A\,O_1\,B = \varphi,$$

so soll der Centriwinkel, welcher dem Abstande zweier Ertel entspricht, $k\,\varphi$ sein, worin $k = 2{\cdot}5$ bis 3 zu setzen ist.

Da z die Ertelzahl ist, so hat man

$$360^0 = z\,k\,\varphi$$

$$\varphi = \frac{360^0}{k\,z}.$$

Die Punkte O und O_1 liegen gewöhnlich in derselben Höhe; daher ist $O\,O_1$ horizontal, und zieht man $B\,G$ senkrecht auf $O\,O_1$, so ist $B\,G = h_1$ die Höhe, um welche das Ende des Hammerhelmes vom Ertel niederbewegt wird.

Ist nun d der Abstand des Punktes G von der Linie $A\,O_1$, so hat man sehr nahe

$$h_1 + d = \frac{D}{2}\sin\varphi$$

$$D = \frac{2\,(h_1 + d)}{\sin\varphi},$$

und wenn hierin der Werth von φ eingeführt wird,

$$D = \frac{2\,(h_1 + d)}{\sin\dfrac{360}{k\,z}},$$

worin noch die Höhe h_1 zu bestimmen ist. Der Helm wird vom Ertel in einer Stellung verlassen, bei welcher er vom Reitel P, Fig. 321, noch um eine geringe Grösse d_1 entfernt ist; daher ist $h_1 + d_1$ die ganze Hubhöhe des Helmendes. Der Spielraum d_1 soll nicht grösser als circa 2·5 Cent. sein, weil sonst das aufsteigende Helmende noch während seiner Bewegung vom nächstfolgenden Ertel erreicht werden kann; da auch d klein ausfällt, kann man

$$h_1 + d_1 = h_1 + d$$

setzen. Daher ergibt sich, wenn wieder $R\,R_1$ die Länge der Helmstücke beiderseits der Axe, H die Hubhöhe des Hammerkopfes bedeuten,

$$\frac{h_1 + d}{H} = \frac{R_1}{R}$$

$$h_1 + d = H \frac{R_1}{R}, \text{ folglich}$$

$$D = \frac{2 H R_1}{R \sin \frac{360}{k z}}.$$

Ist die Zahl z der Ertel grösser als 3 bis 4, so wird der Sinus in diesem Werthe so klein, dass statt desselben der Bogen gesetzt werden kann; dadurch ergibt sich mit Rücksicht auf den Werth von z

$$D = \frac{2 H R_1}{R \frac{2 \pi}{k z}} = \frac{k z H R_1}{R \pi} = \frac{R_1 n}{R n_1} \frac{k H}{\pi}.$$

Es ist nun zweckmässig, wenn der Durchmesser D des Ertelkreises möglichst klein ausfällt, weil sonst die solide Befestigung der Hebdaumen erschwert wird. Es soll daher, wie obige Formel zeigt, die Zahl n_1 der Wellenumgänge gross und das Verhältniss von R_1 zu R klein sein, wobei auch die Fallzeit abnimmt.

Aus letzterem Grunde wird daher bei Schwanzhämmern gewöhnlich $R = 2 R_1$ genommen, d. h. man legt den Drehungspunkt in $^2/_3$ der ganzen Helmlänge, vom Hammerkopfe an gerechnet. In dieser Hinsicht noch weiter zu gehen, ist aus dem Grunde nicht räthlich, weil sonst beim Anhube der Zapfendruck zu gross wird. Dieser ist nämlich die Summe aus dem ganzen Hammergewichte und dem vom Ertel gegen den Hammerhelm ausgeübten Drucke, welcher letztere zunimmt, wenn das Verhältniss von R zu R_1 grösser wird. Dabei sind der Hammerhelm und die Zapfen mehr in Anspruch genommen, die Reibung grösser. Nur wenn es sich um grosse Hubzahl handelt, findet man obiges Verhältniss bis auf $R = 6 R_1$ gesteigert.

Für die Geschwindigkeit C im Ertelkreise ergibt sich aus der Gleichung

$$60 C = n_1 \pi D$$

der Werth

$$C = \frac{\pi}{60} n_1 D.$$

Führt man in den Ausdruck für C den obigen Näherungswerth von D ein, so ergibt sich

$$C = \frac{R_1 n}{60 R} k H.$$

Für $R = 2\,R_1$ und $k = 2{\cdot}5$ wird

$$C = 0{\cdot}021\,Hn,$$

daher die Geschwindigkeit C blos von der Zahl n Schläge und der Hubhöhe des Hammerkopfes abhängt. Führt man die früher angegebenen Werthe von H und n ein, so ergibt sich für Frischhämmer $C = 1{\cdot}2$, für Streckhämmer $C = 1{\cdot}3^{m}$; in der That findet man, wie auch bei den Dimensionen angegeben, die Geschwindigkeit im Ertelkreise meistens bei 1·3 Meter.

Es hätte keine Schwierigkeit, die Länge der Ertel, d. h. die radiale Dimension derselben zu bestimmen, welche zur Erzielung der gegebenen Hubhöhe nothwendig ist. Da jedoch die gewöhnliche Befestigungsart des Hammers eine Verschiebung desselben gegen die Welle zulässt, so genügt es, die erwähnte Länge beiläufig durch Construktion zu ermitteln, und etwas reichlich zu bemessen, um die Lage des Hammers so reguliren zu können, dass die gewünschte Hubhöhe sicher erreicht wird. Die Krümmung der wirksamen Ertelfläche wird in der Praxis durch einen Kreisbogen gebildet, dessen Halbmesser gleich ist $^1/_4$ der Entfernung zweier benachbarter Ertel.

Schwungrad. Die Schwanzhämmer werden meistens entweder durch besondere Wasserräder oder, wie z. B. in Maschinenwerkstätten, gemeinschaftlich mit anderen Arbeitsmaschinen von einer Kraftmaschine betrieben. Im ersten Falle kann die Masse des Wasserrades zur Erzielung einer hinreichend gleichförmigen drehenden Bewegung unzureichend, daher ein Schwungrad erforderlich sein, im zweiten Falle wird es jedenfalls vortheilhaft sein, ein solches anzuwenden, um die Rückwirkung der vom Anschlagen der Hebdaumen rührenden Stösse auf die sonstigen Arbeitsmaschinen zu schwächen; es empfiehlt sich dabei, das Schwungrad so gross herzustellen, dass durch dasselbe allein, ohne Rücksicht auf sonstige in der Transmission enthaltene Massen, der gewünschte Gleichförmigkeitsgrad in der Drehung der Hammerwelle hervorgebracht wird. Im zweiten Falle wie im ersten darf die tangentiale auf Bewegung der Hammerwelle wirkende Kraft als constant angesehen werden.

Es lässt sich nun annehmen, dass in dem Momente, wo der Hebdaumen den Hammerhelm verlässt, die Umdrehungsgeschwindigkeit des Schwungringes am kleinsten $= V_1$ sei, am grössten $= V$ dagegen bei Beginn des Hubes, weil die Welle vorher durch einige Zeit leer gegangen ist. Während dieses Leerganges wird die reine Leistung der Kraftmaschine zur Erhöhung der Geschwindigkeit des Schwungringes von V_1 auf V verwendet, und bezeichnet $\mathfrak{G}$ das Gewicht des Schwungringes, so ist dessen Gewinn an lebendiger Kraft

$$\frac{\mathfrak{G}}{2g}(V^2 - V_1^2).$$

Ist E_1 die Arbeit, welche der Welle pr. Sekunde mitgetheilt wird, n die Anzahl Schläge pr. Minute, so entfällt auf jeden der letzteren die Arbeit

$$60\frac{E_1}{n}.$$

Die Leistung der Kraftmaschine lässt sich dem Drehungswinkel der Hammerwelle proportinal setzen; da nun der Drehungswinkel φ der Welle während des Angriffes der Ertel der $k$te Theil des Centriwinkels $k\varphi$ ist, welcher dem Abstande zweier Ertel entspricht, so wird während des Leerganges eine Arbeit

$$\left(1 - \frac{1}{k}\right)60\frac{E_1}{n} = 60\frac{k-1}{k}\frac{E_1}{n}$$

auf Beschleunigung des Schwungringes verwendet, und es ist

$$\frac{\mathfrak{G}}{2g}(V^2 - V_1^2 = 60\frac{k-1}{k}\frac{E_1}{n}.$$

Setzt man die mittlere Geschwindigkeit

$$\frac{V + V_1}{2} = \mathfrak{V},$$

und den Gleichförmigkeitsgrad

$$i = \frac{\mathfrak{V}}{V - V_1},$$

so ergibt sich durch Multiplikation der beiden letzten Gleichungen

$$V^2 - V_1^2 = \frac{2\mathfrak{V}^2}{i}, \text{ daher}$$

$$\frac{\mathfrak{G}}{2g}\frac{2\mathfrak{V}^2}{i} = 60\frac{k-1}{k}\frac{E_1}{n}$$

$$\mathfrak{G} = 60\,g\,\frac{i}{\mathfrak{V}^2}\frac{k-1}{k}\frac{E_1}{n}.$$

Der Faktor k ist gleich 2·5 bis 3, dafür wird

$$\frac{k-1}{k} = 0{\cdot}6 \text{ und } {}^2/_3, \text{ im Mittel} = 0{\cdot}63.$$

Setzt man diesen Werth ein, so folgt

$$\mathfrak{G} = 37{\cdot}8\,\frac{g\,i\,E_1}{n\,\mathfrak{V}^2}.$$

Hierin ist, wenn $\mathfrak{R}$ den Halbmesser des Schwungringes, n_1 die Umgangszahl der Hammerwelle bedeuten,

$$\mathfrak{B} = \frac{2\,R\pi n_1}{60} = 0{\cdot}105\,n_1\,\mathfrak{R}$$

und $\mathfrak{R}$ zu wählen. Eine grosse Umgangszahl n_1 ist daher auch aus dem Grunde vortheilhaft, weil sie auf ein kleines Schwungradgewicht g führt. Sind ausser dem Schwungrade noch andere rotirende Massen von Bedeutung auf der Hammerwelle angebracht, so hat man dieselben auf die Peripherie des Schwungrades zu reduziren und das Gewicht der reduzirten Masse von dem oben erhaltenen Werthe von $\mathfrak{G}$ abzuziehen. Den Gleichförmigkeitsgrad i findet man gleich 20 bis 40 genommen. Wird ein Hammer nebst anderen Arbeitsmaschinen von einer gemeinschaftlichen Kraftmaschine betrieben, so ist es räthlich, bei Berechnung des auf der Hammerwelle angebrachten Schwungrades den Gleichförmigkeitsgrad mindestens ebenso gross zu nehmen, als ihn die übrigen Arbeitsmaschinen verlangen.

Hie und da findet man die Regel angegeben, dass die lebendige Kraft $\frac{G\mathfrak{B}^2}{2g}$ das 4—5fache, an anderen Orten, dass sie das 5—10fache der Betriebskraft betragen solle. Wie jedoch die obigen Formeln zeigen, ist ausser E_1 auch noch die Zahl n Hammerschläge von Einfluss auf die Grösse des Schwungrades.

Construktion. Die Einrichtung der in Innerösterreich gebräuchlichen Zerrenn- und Streckhämmer*) zeigen Fig. 324 in der Seitenansicht, Fig. 325 in einem nächst der Drehungsaxe gelegten Querschnitte. Es ist *a* der Helm, *b* der eiserne Hammerkopf, *c* der Wagring mit den Drehungszapfen, *d* der Sohlring, auf welchen die Ertel an der Hammerwelle *e* wirken, *ff* das Gerüst zur Unterstützung der Hammerzapfen, *gg* das Gerüst für die Welle *e*; *h* der Ambos, im Chabattenstock *i* befestigt, endlich *k* der Reitel.

Der Sohlring besteht aus Schmiedeeisen, der Wagring, der Hammer und der Ambos werden aus Schmiede- oder Gusseisen hergestellt; das letztere Material ist billiger, geht jedoch leichter zu Bruch und lässt dann keine Reparatur zu. Gegenwärtig fertigt man Hämmer und Ambose auch aus Gussstahl.

Hammerhelm. Der Helm, meist bei 5^m lang, wird am besten aus Buchenholz gezimmert. Derselbe ist an der Stelle, wo der Wagring aufgekeilt wird, nahe rund mit 40—48 Cent. Durchmesser und wird von da an gegen beide Enden zu vierkantig behauen. Die Breite beträgt beim Sohlringe 24—32 Cent., beim Hammerkopfe 30—38 Cent.; die Höhen sind um 6—8 Cent. grösser. Diese Dimensionen gelten für

*) Tunner's „Hammermeister".

Frischhämmer; sie sind bei den leichteren Streckhämmern sämmtlich um 2 bis 5 Cent. geringer. Der Helm wird mit einer, nach der Beschaffenheit des Holzes verschiedenen Zahl Ringe von 5 Cent. Breite und 1 bis 1·5 Cent. Stärke armirt, und an der unteren Seite, an einer Stelle zwischen Drehungspunkt und Kopf, ein Blechstück befestigt; unter dieses setzt man eine hölzerne Spreize ein, wenn der Hammer in gehobener Stellung erhalten werden soll.

Die Helme brechen am häufigsten nahe den Enden; bei Anwendung von zwei Hämmern ist es daher zweckmässig, den Helm des einen um etwa $0{\cdot}5^{m}$ länger zu machen, um ihn im Falle eines Bruches noch für den zweiten Hammer verwenden zu können. Solche Helme, aus Holz gefertigt, dauern bei sehr schwunghaftem Betriebe nicht länger als 5 bis 6 Wochen. Daher wurde schon mehrmals versucht, dieselben aus Guss- oder Schmiedeeisen herzustellen, allein beide Materialien haben in der Praxis wenig Anwendung; Gusseisen ist zu spröde, Schmiedeeisen verliert durch die fortwährenden heftigen Stösse, unter Aenderung seiner Textur, zu viel an Festigkeit, um nicht bald zu Bruche zu gehen.

Sohlring. Der Sohlring *s*, Fig. 322, 7 bis 8 Cent. breit, ist an der Oberseite, wo die Ertel angreifen, gestählt und auf dem entsprechend zugeschnittenen Helmende in etwas schräger Stellung befestigt, um der Wirkung der Ertel zu begegnen, deren Reibung denselben abzuziehen strebt. Da die Abnahme und Reparatur des Sohlringes zeitraubend ist, kann man die Ertel auch auf eine Platte *p* drücken lassen, welche durch den Ring *r* und Keil *k* am Helme befestigt ist.

Mit dem unteren verstärkten Ende schlägt der Sohlring gegen den Reitel, er ist daher wechselnd auf- und abwärts wirkenden Stössen ausgesetzt und wird aus diesem Grunde zuweilen durch einen Prellzapfen *Z* und eine auf der Oberfläche befestigte Streichplatte für die Ertel ersetzt.

Wagring. Die Breite des Wagringes beträgt 20—32 Cent., seine Stärke 3—4 Cent., wenn er aus Schmiede-, und 4 bis 5 Cent., wenn er aus Gusseisen besteht. Der Durchmesser ist so gross, dass rings um den Helm ein Raum von 4 bis 5 Cent. frei bleibt, der mit Keilen ausgefüllt wird.

Die Zapfen erhalten die Form eines abgestumpften Kegels, die der cylindrischen vorzuziehen ist, weil sie eine leichtere Stellung der Lager zulässt, welche nicht nur beim Baue des Hammers, sondern wegen Schwinden des Helmes auch beim Betriebe vorkommt. Da bei gusseisernen Wagringen die Zapfen sich abnützen, so bringt man deren 2 oder 3 Paare an, welche nach einander zur Verwendung kommen, indem man die Stellung des Wagringes am Helme ändert. Auch werden besondere

auswechselbare Zapfen benützt, welche z. B. aus Gussstahl bestehen können.

Hammer- und Ambosskern. Die Flächen am Hammer und Ambosse, welche einander berühren, heissen Bahnen. Bei schmiedeeisernen Hämmern und Ambossen wird die Bahn gestählt, bei gusseisernen durch Giessen in Schalen gehärtet. Da trotz dessen nach einiger Zeit Abnützung eintritt, ist es zweckmässig, besondere auswechselbare Stücke, sogenannte Kerne zu verwenden. Diese können auch mit verschieden geformten Bahnen versehen, daher mehrere Sorten Stäbe mit demselben Hammer erzeugt werden. Der Hammerkern erhält unten eine verstählte Bahn, oben eine schwalbenschwanzartige, parallel zur Bahn stehende und gegen die Drehungsaxe des Hammers zu etwas verjüngte Leiste, die in eine entsprechende Nuth des Hammerkopfes passt und darin fest eingetrieben wird. Bei den Frischhämmern, welche blos die erste Bearbeitung des Eisens besorgen und daher keine ganz glatte Bahnfläche erfordern, vermeidet man besondere Kerne, welche überdies durch die starken Schläge leichter gelockert werden.

Bei Frischhämmern erhält die Hammerbahn 48 bis 64 Cent. Länge, vorne 4 bis 5 und hinten 2·6 Cent. Breite; bei Streckhämmern 32 bis 48 Cent. Länge, vorne 2 bis 4 und hinten 1·3 bis 2·6 Cent. Breite. Die Ambossbahn wird um einige Centimeter länger und 0·7 Cent. breiter gemacht. Uebrigens hängt die Form der Bahn bei Streckhämmern von der Gestalt ab, welche die fertigen Stäbe haben sollen; für Rundeisen z. B. wendet man Kerne oder Gesenke mit halbrunden Vertiefungen an, welche ober einander liegend einen Kanal von kreisförmigem Querschnitte für den Eisenstab freilassen.

Für eine bequeme und gute Arbeit ist die Stellung der Bahnen von Wichtigkeit. Dieselben sollen bei der Ruhelage des Hammers gegen dessen Drehungsaxe hin etwas divergiren, daher erst nahe parallel sein, wenn der Eisenstab dazwischen liegt, welcher dann beim Hämmern parallele Flächen erhält. Da die Eisenstäbe in verschiedener Dicke anzufertigen sind, und insbesondere die Breite derselben oft beträchtlich grösser ist als die Dicke, lässt man die erwähnte Divergenz gegen das Ende der Bahn wachsen; auch ist es zweckmässig, für flache Stäbe längere Helme zu verwenden, wobei sich die Richtung der Hammerbahn beim Hub weniger ändert. Endlich sollen beide Bahnen unter einer Neigung von 6 bis 12 Graden nach vorne steigen, damit bei der niedrigen Lage des Ambosses der Schmied nicht in gebückter Stellung zu arbeiten genöthigt sei.

Hammerkopf. Dieser erhält bei Frischhämmern 220 bis 360, bei Streckhämmern 80 bis 170 Kil. Gewicht; hiedurch sind dessen Dimen-

sionen bestimmt; eine Vergrösserung derselben, welche zur Erhöhung der Festigkeit wünschenswerth wäre, ist nicht zulässig, weil sonst das obige Gewicht überschritten wird.

Bei Anwendung von Gussstahl als Material ist die Festigkeit eine beträchtlich grössere. Ein besonderes Mittel, dieselbe zu erhöhen, ist von Karr*) angegeben; es besteht darin, in den Hammerkopf einen schmiedeeisernen Ring von 11 bis 16 Cent. Breite und $^1/_4$ bis $^1/_3$ der Stärke der Gusseisenwände, welche die Seiten des Hammerkopfes bilden, einzugiessen. Die Schweissstelle des Ringes kommt an die untere Seite, wo die umgebende Gusseisenmasse am grössten ist. Diese Construktion verursacht wenig Mehrkosten und soll dem Hammer eine weit längere Dauer ertheilen, als wenn er aus Gusseisen allein besteht.

Die Oeffnung im Hammerkopfe ist um 5 bis 10 Cent. höher als der Helm; der Zwischenraum wird oben und unten ausgekeilt und dadurch der Hammerkopf befestigt. Auch legt man an die obere und untere Fläche des Helmes 2·3 Cent. dicke bei 80 Cent. lange Eisenschienen, Hammerseelen, welche durch aufgezogene Ringe befestigt werden und den Helm verstärken, der in der Nähe des Hammers durch Einwirkung der Stösse sowohl als der Hitze am häufigsten bricht. Der Hammerkopf wird, wie aus Fig. 324 ersichtlich, mittelst eines durch den Helm geschlagenen Bolzens gegen Abgleiten gesichert und am Ende des Helmes noch ein Ring aufgezogen.

Ein eigenthümliches Verfahren wendet Fonn**) an, um einen in der Nähe des Hammerkopfes gebrochenen Helm länger verwenden zu können. Es wird das Ende des Helmes nach einer Linie *mn*, Fig. 314, abgesägt, und durch einzelne Holzstücke *a* ersetzt, zwischen welchen lange Eisenplatten *e* liegen, die in den Helm eingetrieben wurden; *df* sind die obere und untere Zulagschiene, welche nebst den Stäben *e* den Kopf am Helme befestigen. Seitwärts werden dann nach Fig. 315 noch Holz- und Eisenkeile eingetrieben. Derart reparirte Hämmer sollen sich als dauerhaft erwiesen haben.

Amboss. Der Amboss, Fig. 319 und 320, besteht aus dem gewöhnlich schmiedeeisernen Ambosskern *a* und der Chabatte *b*.

Der Kern erhält, wenn er aus Schmiedeeisen besteht, zur Ersparung an Material an der Basis eine geringere Länge als die Bahn, wodurch ein Vorsprung *h*, das Ambosshorn entsteht; auch wird an der Unterseite des Kernes ein halbrunder Ausschnitt gelassen, wie Fig.

---

*) Dingler's polyt. Journal 129. Bd., S. 195.

**) „Erfahrungen" 1858, S. 23.

319 andeutet. Die kleinen Oeffnungen an den Stirnseiten dienen, um den Kern mittelst eines Hebzeuges fassen zu können.

Die Chabatte ist ein Gusseisenblock, an der Oberseite mit einem Einschnitte versehen, in welchem der unten breitere Kern durch Keile *k* befestigt wird. Statt eines Einschnittes, welcher nach der ganzen Länge der Chabatte fortläuft, bringt man auch eine blosse Vertiefung an, gibt dem Kerne eine nach oben und unten abnehmende Stärke und lässt denselben, nachdem beiderseits in die Vertiefung der Chabatte Eisenstücke eingelegt wurden, durch die Schläge des Hammerkopfes selbst eintreiben. Die erste Art Chabatten heissen offene, die letzteren geschlossene; bei diesen ist der Kern schwerer zu entfernen.

Der Amboss soll eine möglichst unverrückbare Lage besitzen. Daher wäre es zweckmässig, grosse Chabatten zu verwenden, welche jedoch zu kostspielig sind. Man gibt der würfelförmigen Chabatte blos 48 bis 64 Cent. zur Seite, verkeilt jedoch dieselbe in dem 1 bis 1·3^m starken und 2·2 bis 3^m langen hölzernen Chabattenstock *C*, Fig. 319, welcher, falls kein so dicker Stamm zu haben ist, aus mehreren Stücken zusammengesetzt und durch umgelegte Eisenringe verstärkt wird. Da die Hammerschläge die Chabatte und den Stock nach vorn zu drehen suchen, wird entweder der letztere um einige Grade gegen die Hammeraxe zu geneigt, oder die Chabatte, wie Fig. 319 andeutet, etwas exzentrisch eingesetzt. Der Boden der im Chabattenstock befindlichen Oeffnung für die Chabatte wird durch eingetriebene Keile möglichst dicht gemacht Dessen ungeachtet senkt sich die Chabatte durch die Wirkung der Hammerschläge tiefer in den Stock.

Ist der Grund nicht fest genug, so wird der Chabattenstock auf Piloten gestellt; ein Rost oder überhaupt eine elastische Unterlage von horizontalen Balken soll vermieden werden, da sie die Wirkung der Schläge schwächt und eine Rückprellung des Eisens verursacht, welche die Arbeit erschwert.

Chabatten von cylindrischer Form, Fig. 316, mit einem runden Zapfen *z* in den Stock eingelassen und mit der Oeffnung *v* zur Aufnahme des Kernes versehen, haben eine breitere Auflagfläche, sind aber schwerer als die vorigen. Bei kleineren Hämmern wird auch der Stock ganz weggelassen und die Chabatte nach Fig. 318 aus 3 Stücken zusammengesetzt. Die unterste Platte hat über 1^m Durchmesser, es kommt daher nicht leicht eine Senkung vor, welche übrigens durch Aufheben der Chabatte und Unterstreuen von Sand leicht behoben werden kann. Dafür ist eine solche Chabatte wieder schwerer, daher kostspieliger.

Prellvorrichtung. Der Reitel muss nicht besonders elastisch sein, weil schon die Elasticität des Hammerhelmes die Prellung bewirkt. Die

gewöhnliche Construktion des Reitels zeigt Fig. 313. In ein gusseisernes oben offenes Kästchen *k* wird eine Eisenplatte *p* gelegt, deren Höhe sich durch Unterlagen reguliren lässt. Der Reitel soll vom Sohlringe im Momente, wo der Eingriff des Hebdaumens aufhört, nicht mehr als 1·5 bis 2·5 Cent. abstehen, sonst tritt eine zu schwache Prellung ein, die Anzahl Hammerschläge wird geringer; auch kann der Helm gegen das nächstfolgende Ertel anschlagen. Der Kasten *k* wird im Reitelstock befestigt, welcher durch Ringe verstärkt ist und bis nahe zu der unten beschriebenen Schwerbrücke hinabreicht.

Hammergerüst. Das Gerüst zur Befestigung der Hammerzapfen soll mit dem Chabattenstock in keiner Verbindung stehen, um durch die Hammerschläge nicht erschüttert zu werden. Dasselbe besteht aus zwei Gerüststöcken *f*, Fig. 324 und 325, welche der nöthigen Stärke wegen meist aus 2 bis 3 gut an einander gepassten, durch Döbel verbundenen Stücken zusammengesetzt sind. Querbalken *q*, durch deren Enden Schrauben gezogen sind, stellen einen festen Zusammenhang des Ganzen her. Der untere Theil der Stöcke *f* ist unbehauen und wird circa 2^m tief in den Boden eingesenkt.

Um das Gerüst gegen die Rückwirkung der Hammerschläge möglichst unempfindlich zu machen, wird eine sogenannte Schwerbrücke angebracht. Diese besteht aus 10 bis 20 Cent. dicken, auf das unterste Paar Querbalken *q* gelegten Stämmen *s*, über welche abwechselnde Lagen eines groben Steinpflasters und feineren Schotters bis zur Hüttensohle aufgeschichtet werden. Durch die vom Gange des Hammers rührende Erschütterung setzt sich das Ganze zu einer festen Masse, welche die Hölzer *s* gleichförmig belastet.

Zwischen den obersten Querbalken *q* werden zwei Holzstücke *n*, welche die Lager für die Zapfen enthalten, durch Keile befestigt; dabei ist der Helm nach Lüftung der Keile leicht zu stellen oder gänzlich herauszunehmen. Die Lager sind viereckige gusseiserne Platten, mit einer ausgerundeten Höhlung von 5 Cent. Durchmesser und 2 Cent. Tiefe versehen, und werden entweder direkt in den Hölzern *n* oder in schmiedeeisernen starken Platten, und diese erst in den Hölzern *n* verkeilt.

Ausser den hölzernen verwendet man auch gusseiserne Hammergerüste.

Lager der Hammerwelle. Befinden sich die Hebedaumen an der Wasserradwelle, so muss diese nahe am Helme vorüber gelegt und deren Zapfen unterstützt werden. Dazu dienen die Zapfenstöcke *g*, Fig. 324 und 325, welche man ähnlich wie die Gerüststöcke anordnet und mit einer Schwerbrücke versieht. Sie erhalten Schlitze, durch welche Querhölzer *r* gelegt werden, die zur Befestigung der Lager dienen und mittelst Keilen stellbar sind. Der eine der Zapfenstöcke *g*, in Fig. 324 der

rechts befindliche, kann auch wegbleiben und die Vertiefung für die Hölzer *r* in dem nebenstehenden Gerüststocke *f* angebracht werden. Die Lager bestehen aus einem schmiedeeisernen Körper mit Metallschalen.

Hebedaumen. Der aus der Welle vorstehende Theil der Ertel erhält die in Fig. 321 angedeutete Form. Die Vorderfläche ist gekrümmt, die Rückseite abgeschrägt, damit nach erfolgtem Auslassen des Hammerhelmes dessen Rückbewegung nicht gehindert wird. Die Ertel haben eine parallel zur Wellenaxe gemessene Breite von 10 bis 20 Cent., dann 5 bis 8 Cent. Dicke und eine radiale Länge von 30 bis 45 Cent., von welcher 8 bis 10 Cent. vom Wellenumfange vorragen. Die Dicke nimmt gegen die Mitte der Welle zu, und wenn letztere, um den genügenden Durchmesser zu erhalten, durch Zulaghölzer verstärkt ist, werden hinter den Erteln Eisenschienen eingelassen und nebst den Zulaghölzern durch aufgezogene Ringe befestigt. Solider ist die Befestigung durch einen die Aufsattlung umschliessenden sogenannten Ertel- oder Paukenring aus Gusseisen. Dieser hat bis 65 Cent. Breite, 7 bis 9 Cent. Stärke und wird mit rechteckigen Oeffnungen versehen, aus welchen die Ertel vorragen. Diese sind durch Keile befestigt, welche an der Seite, wo sich die wirksame Fläche des Ertels befindet, eingetrieben werden.

Anordnung. Die Wellenaxe soll senkrecht gegen den Hammerhelm liegen. Bei schiefer oder paralleler Stellung lässt sich zwar durch richtige Construktion des Sohlringes und der Ertel auch der Hammer in guten Gang bringen, doch ist diese Aufstellung wegen des Seitendruckes gegen den Helm nicht zweckmässig und soll womöglich vermieden werden. Die Höhe der Ambossbahn beträgt bei Frischhämmern nicht mehr als 48 Cent., um das Hinaufheben des Eisens zu erleichtern; bei Streckhämmern kann man damit bis 64 Cent. gehen. Die Drehungszapfen, sowie die Oberfläche des Sohlringes des ruhenden Hammers werden meistens in gleiche Höhe mit der Ambossbahn gelegt.

Häufig sind 2 bis 3 Hämmer von einer gemeinschaftlichen Welle zu betreiben. Man legt in diesem Falle die Helme derselben parallel zu einander und benützt die Gerüststöcke gemeinschaftlich für je zwei Hämmer, so dass z. B. für 2 Hämmer blos 3 Gerüststöcke nothwendig sind. Die Ertel werden dabei so gestellt, dass die Schläge der Hämmer abwechseln. Der schwere Hammer, welcher die Welle stärker in Anspruch nimmt, soll dem Wellenzapfen näher liegen.

Ist die Umdrehungszahl der Kraftmaschine zu gering, wie z. B. bei oberschlächtigen Wasserrädern von grösserem Durchmesser, so muss eine Transmission angeordnet werden. Dazu können nach Lokalverhältnissen Stirn- oder Kegelräder dienen. Für letztere Anordnung gibt Fig. 337 ein Beispiel. Darin sind *w* die Wasserrad- und *h* die Hammer-

welle; z die Transmissionsräder, s zwei Schwungräder, e die Ertelringe und n die zwei Hammerhelme von verschiedener Länge.

Riemenhämmer. Wendet man Riemenumsetzung zum Betriebe des Hammers an, so kann dessen Gang abgeändert werden, wenn auch die Geschwindigkeit der Kraftmaschine constant bleibt. Diese Einrichtung ist besonders am Platze, wenn nebst dem Hammer noch andere Arbeitsmaschinen von einer gemeinschaftlichen Kraftmaschine betrieben werden; sie kommt daher meist in Maschinenfabriken zur Anwendung. Um den Gang reguliren zu können, genügt es, den Riemen locker zu lassen und eine Spannvorrichtung anzubringen; je stärker diese angezogen ist, desto weniger schleift der Riemen, und desto schneller geht der Hammer. Auch bei der gewöhnlichen Riementransmission wird die Anzahl Schläge um so grösser, je weiter man den Riemen von der losen auf die feste Rolle schiebt; desgleichen lässt sich eine Friktionskuppelung zu diesem Zwecke verwenden.

Hammerräder. Die Construktion der Hammerräder hängt von der Gefällshöhe ab. Man benützt indessen mit Vorliebe unterschlächtige Räder, welche leichter in und ausser Gang zu setzen sind als oberschlächtige. Sie werden massiver als für andere Arbeitsmaschinen construirt, damit sie den beim Hammerbetriebe vorkommenden Erschütterungen besser widerstehen und durch ihre Masse den Gang gleichförmiger machen. Soll die Transmission wegfallen und der Ertelkreisdurchmesser nicht zu bedeutend werden, so ist eine grössere Zahl Wellenumgänge nothwendig, welche durch kleinen Durchmesser und grosse Umgangsgeschwindigkeit des Wasserrades erreicht wird. Die letztere bedingt wieder eine grössere Gefällshöhe. Dadurch ergeben sich die unterschlächtigen Hammerräder von geringem Durchmesser und grosser Umgangszahl, welche oft nur aus einer massiven Holzscheibe mit radial angesetzten Schaufeln bestehen. Das Wasser strömt denselben durch eine längere Schussrinne zu.

Kleine Schwanzhämmer. Zur Anfertigung der feinen Eisensorten dienen kleinere Hämmer, welche die Namen Reck-, Band- und Zainhämmer führen. Sie verrichten eine grössere Zahl, bis 300 und mehr Schläge, weshalb das Verhältniss der Hebelarme des Helmes zuweilen bis auf 1 : 6 gesteigert wird, um den Ertelkreis-Durchmesser herabzusetzen. Hingegen beträgt das Gewicht derselben nur 60 Kil. oder weniger, daher der Zapfendruck nicht übermässig wird und ein leichteres Gerüste hinreicht. Desgleichen ist auch die Hubhöhe blos 15 bis 30 Cent., wie es die grosse Hubzahl verlangt.

Als Beispiel geben Fig. 334 die Ansicht und Fig. 335 den Längenschnitt des eisernen Gerüstes für einen solchen Hammer nebst Funda-

ment. Die Säulen des Gerüstes *g*, welches aus einem Stück gegossen ist, sind an den gegenüberstehenden Seiten mit Vertiefungen versehen, worin die Lager *a e* für die Hammerzapfen auf Holzstücke gelegt und durch oberhalb eingetriebene Keile befestigt sind. Das Lager *e*, Fig. 334, kann mittelst der Keile *k* gegen den Zapfen gedrückt werden, das Lager *a* dagegen hat an den Enden Ansätze, welche die Gerüstsäule einfassen. Zwischen diese Ansätze und die Gerüstsäule sind einerseits ein Holzstück *o*, Fig. 335, anderseits Keile *d* eingetrieben, so dass der Zapfen in der Richtung des Helmes verschoben werden kann. Die breiten Fussplatten des Gerüstes *g* sind auf einem aus zwei Längs- und drei Querbalken bestehenden Rahmen *t* befestigt, welcher gegen einen gleichgeformten, tiefer liegenden Rahmen durch Streben *s* abgespreizt und durch Schrauben verankert ist. Das Innere dieses Gerüstes ist mit Mauerwerk ausgefüllt. Die Chabatte *h*, Fig. 335, ruht auf dem hölzernen Stocke *f*, welcher aus 4 durch Döbel *n* und Schrauben verbundenen Theilen besteht und ausserdem durch zwei hölzerne Rahmen *o o* noch fester zusammengehalten wird. Der Reitel *r* besteht aus einem elastischen Holzbalken, in welchen eine Eisenplatte eingelassen ist.

Schwanzhämmer mit Dampfmaschinenbetrieb. Kleine Schwanzhämmer, welche zum Ausschmieden von Gegenständen dienen und die Stelle der Zuschläger vertreten, werden mitunter durch besondere Dampfmaschinen betrieben; sie führen dann auch den Namen Dampfzuschlaghämmer.

Einen solchen kleinen Hammer zeigt Fig. 330*). Darin ist *k* der Hammerkopf, mit einer Kreuzbahn versehen, *h* der Helm, welcher durch die Ertel *e* an der Daumenwelle gehoben wird. Die Lager für die letztere, sowie für die Hammerzapfen befinden sich an dem eisernen Gerüste, das aus der Grundplatte *p*, zwei vertikalen Platten *q* und zwei diese verbindenden Querwänden besteht, zwischen welchen hölzerne Balken *r* vertikal aufgestellt sind, die als Reitel dienen. An den freien Enden der Daumenwelle sind das Schwungrad *S* und die Kurbel *k* befestigt, welche mit der Kolbenstange des oszillirenden Dampfcylinders *d* in direkter Verbindung steht. Der am Cylinder befestigte Eisenblock *g* gleicht das Gewicht des Schieberkastens aus, welcher sich an der gegenüberstehenden Seite des Cylinders befindet.

Gegenwärtig wird unter den Dampfzuschlaghämmern besonders der von Davies hervorgehoben (s. „Literatur"), welcher, allerdings bei complizirterer Construktion, Schläge nach beliebigen Richtungen auszuführen gestattet. Durch diese Einrichtung kann in vielen Fällen die

*) Zeichnungen der „Hütte" 1858, Tafel 27.

Arbeit bedeutend erleichtert, selbstverständlich aber die menschliche Thätigkeit durchaus nicht für alle Zwecke ersetzt werden.

Aufwerfhämmer.

Aufwerfhämmer sind statt der Schwanzhämmer in den nördlichen Theilen Oesterreichs und in Deutschland gebräuchlich. Der Reitel ist bei denselben ein ober dem Hammerhelm befindlicher Holzbalken, gegen welchen der Helm mit seinem vorderen nahe dem Hammerkopfe befindlichen Theil anschlägt, folglich weniger in Anspruch genommen wird. Der Drehungspunkt befindet sich am Ende des Helmes, daher der Druck und die Reibung an den Zapfen kleiner ist als bei Schwanzhämmern. Dagegen kann der Reitel nur höher ober dem Boden angebracht werden und erfordert aus diesem Grunde ein solideres Gerüst.

Die Hammerwelle liegt parallel zum Helme, welcher von den Erteln meist in $^1/_3$ seiner Länge, vom Hammerkopfe an gerechnet, ergriffen wird. Da dieser Angriff von unten erfolgt, so ist keine Gefahr vorhanden, dass der Wellenzapfen aus seinem Lager gehoben werde, und letzteres erfordert keinen Deckel. Damit die Ertel nicht zu lang ausfallen, wird die Welle so nahe als möglich zum Helme gelegt, wodurch der Raum um den Hammerkopf einerseits beengt ist. Die Hubhöhe beträgt meist 50 bis 70 Cent., die Anzahl Schläge pr. Minute 80 bis 100, das Gewicht des Hammerkopfes 220 bis 280 Kil., und die Betriebskraft wird dabei gleich 10 bis 12 Pferdekräfte.

Die Berechnung kann übrigens wie bei Schwanzhämmern ausgeführt werden, nur ist der Wirkungsgrad ε etwas höher als bei letzteren und kann gleich 0·8 statt 0·75 gesetzt werden; für c_1 darf man den Werth 1·3 C beibehalten, weil das diesen Werth enthaltende Glied in dem Ausdruck für E bedeutend kleiner ist als das andere.

Aufwerfhammergerüste. Es werden zweierlei Arten von Gerüsten, französische und deutsche, unterschieden. Da die Aufwerfhämmer überhaupt nur selten mehr in Verwendung stehen, soll hier blos ein Gerüst der letzteren Art mit Hilfe der Skizze Fig. 329 beschrieben werden.

Auf zwei hinter einander stehende, 1·9^m von Mittel zu Mittel entfernte Reihen von Piloten a sind je zwei Langschwellen $b\,c$ und eine Anzahl Querschwellen d gelagert und durch Aufkämmung verbunden. Zwischen den Langschwellen sind die vordere Drahmsäule e, die hintere Drahmsäule f und die Reitelsäule g 2·5^m tief in den Boden eingelassen. Ein starker, am oberen Ende der Säule e angearbeiteter Zapfen geht durch einen Schlitz im horizontalen Drahmbalken h und ist durch Keile i darin befestigt; ähnlich ist der Drahmbalken h

mit der hinteren Drahmsäule *f* verbunden; Eisenringe *k* verhindern das Spalten. Die Reitelsäule *g* ist in den Drahmbalken *h* eingezapft und in die hintere Drahmsäule *f* mit zahnartigen Absätzen eingelassen. Die drei Säulen *e*, *f* und *g* werden mittelst durchgesteckter Riegel *l* gestützt, welche auf den unteren Langschwellen *b* ruhen. Zur festen Verbindung der Säulen *g* und *f* dienen die 4 liegenden Balken *m*, welche durch Zangenhölzer *n* mittelst Keilen gegen einander gezogen, und ausserhalb der Schwellen *c* noch durch zwei kurze, mit *c* parallele und auf Piloten fundirte Schwellen gestützt sind. Die Balken *m* sind mit entsprechenden Ausschnitten für die Säulen *f g* versehen, *o* ist die Wasserradwelle, *p* der Ertelring, *q* der Hammerhelm. Die Zapfenlager für den Hammerhelm sind an den gusseisernen 10 bis 13 Cent. dicken Büchsensäulen *r* befestigt, welche unten in gusseisernen in *m* versenkten Kästchen, oben zwischen Platten *s* eingekeilt werden, die an den Drahmbalken *h* geschraubt sind.

Die Büchsensäulen werden durch ein Zangenholz *t* mit Keilen gegen einander gezogen. Der Reitel *u* und das darauf liegende, zur Verstärkung dienende Sattelholz *v* sind durch Keile in der geschlitzten Reitelsäule *g* und in einer Vertiefung der hinteren Drahmsäule *f* befestigt. Der Ambossstock ruht auf dem Balkenkreuze *w* und dieses auf fünf Piloten.

Die Büchsensäulen *r*, deren eine zwischen der Welle und dem Hammerhelme steht, sind aus Gusseisen gefertigt, damit man denselben eine geringere Dicke geben, daher die Wasserradwelle näher dem Hammerhelme rücken kann, wobei die Hebedaumen geringere Länge erhalten. Um letzteres zu erreichen, ist auch der Hammerkopf näher an die Welle als das andere Ende des Helmes, daher der Helm nicht ganz parallel, sondern etwas schräg gegen die Welle gelegt. Damit die unter den Hammer gehaltenen Stäbe mit den Hebedaumen am Ringe *p* nicht in Collision kommen, ist wieder die Hammerbahn schief gegen den Helm, also noch mehr als dieser von der Wellenrichtung abweichend gelegt.

Die zwischen Welle und Helm befindliche Büchsensäule steht parallel zur Reitelsäule und der zugehörige Zapfen ist möglichst kurz; um den Hammer besser in der richtigen Stellung zu erhalten, besitzt der zweite Zapfen unter Einhaltung der konischen Form grössere Länge, an der Basis grössere Stärke, und ist aus diesem Grunde die zweite Büchsensäule oben gegen den Drahmbalken geneigt. Die Form des Wagringes nebst Zapfen ergibt sich dabei wie bei dem unten beschriebenen Hammer, Fig. 339.

Die Ertel *s*, Fig. 336, aus Weissbuchenholz gefertigt, werden durch den Ring *c* und Keile *d* gegen den Ansatz *a* des Ertelringes *r* befestigt;

ein zahnartiger Vorsprung an *a* hindert, dass die Ertel beim Gleiten über den Hammerhelm abgezogen werden.

Die französischen Gerüste sind etwas einfacher, indem die Säule *e* weggelassen ist, der Balken *h* eine geringe Länge besitzt und wegen der Schläge gegen den Reitel durch eine schräg gegen den Obertheil der Säule *f* ansteigende Strebe, und die Säule *f* wieder durch eine schiefe Strebe gegen die Sohle gestützt ist.

Eisernes Gerüst. Ein Aufwerfhammer mit eisernem Gerüste*) ist durch die Fig. 338 und 339 in der Ansicht und im Querschnitte dargestellt. Darin ist *w* die eiserne Hammerwelle, *e* der Ertelring; *h* der mit eisernen Ringen armirte Hammerhelm. Das Gerüst *g* besteht aus einer Grundplatte, mit welcher die Ständer für die cylindrischen Hammerzapfen, sowie der viereckige Kasten *k*, in welchem der Reitel *r* eingekeilt ist, aus einem Stück gegossen sind. Das Gerüst ruht auf Holzbalken *b* und ist mit dem Fundament verankert. Der Ständer für den Halszapfen der Wasserradwelle ruht auf dem Balken *a* und ist ebenfalls mit dem Fundament verankert.

Am Ertelringe *e*, von welchem in der Figur ein Theil des Umfanges weggelassen ist, sind 3 Ertel durch Keile und eiserne Bügel befestigt.

Aufwerfhammer mit Dampfbetrieb. Auch Aufwerfhämmer werden hie und da durch abgesonderte Dampfmaschinen betrieben. Ein solcher Hammer ohne rotirende Welle von Reveley ist in Fig. 333 skizzirt**). Der Helm *h* ist um Zapfen drehbar, deren Lager sich an Ständern *g* befinden, und wird durch die starke Feder *f* constant abwärts gezogen. Zwei Stangen *a b*, *b c* bilden ein Knie, an welchem bei *b* die Kolbenstange des oszillirenden Dampfcylinders *d* wirkt. Bei jedem einfachen Kolbenlaufe wird der Hammer einmal gehoben und gesenkt; derselbe macht 3 bis 400 Schläge pr. Minute. Selbstverständlich ist diese Construktion nur bei kleinem Hammergewichte ausführbar.

Schwedischer Aufwerfhammer. Einen von Schweden aus zur Pariser Weltausstellung 1867 gebrachten Aufwerfhammer***) zeigen die Skizzen Fig. 355 und 356. Der Hammerkopf *k* besteht aus drei mit einander verbundenen Theilen, der Helm aus zwei Stücken *d*, welche mit einer längeren Drehungsaxe *a* verbunden sind; dadurch erhält der Hammer grössere Stabilität. Der Anhub erfolgt von der unten quer durchgelegten Welle *w* aus mittelst Hebdaumen. Als Prellfeder dienen die elastischen Holzbalken *b c*, welche gemeinschaftlich an der Verbin-

*) Zeichnungen der „Hütte" 1862, Taf. 27.

**) Polyt. Centralblatt 1865, S. 505.

***) Rittinger's Bericht über die Pariser Ausstellung 1867, S. 54.

dungsstange *s* der beiden Hammerständer befestigt sind. Am Balken *c* befindet sich ein Querstück *f*, welches durch Schraubenbolzen *g* getragen, resp. im Momente des Anschlagens des Hammers gegen die Hüttensohle festgehalten wird.

Brust- und Stirnhämmer.

Brust- und Stirnhämmer werden bei der Flammofenfrischerei verwendet, um die Luppen zu zängen, d. h. zusammenzuschweissen und die Schlacke auszupressen. Zur Herdfrischerei wurden dieselben nur hie und da benützt, für den erstgenannten Zweck treten immer mehr Dampfhämmer an ihre Stelle.

Die Bearbeitung der Luppen erfordert weniger eine grosse Hubzahl, als wuchtige Schläge; daher bleibt bei den Brust- und Stirnhämmern der Reitel weg, wogegen das Hammergewicht bedeutend vergrössert wird. Der Drehungspunkt befindet sich am Ende des Helmes, die Ertel greifen bei den Stirnhämmern am Hammerkopfe, bei den Brusthämmern an einer Stelle des Helmes zwischen Kopf und Drehungszapfen an. Die letzteren erfordern entweder gar keinen Lagerdeckel oder blos einen über die Zapfen gelegten, am Lager befestigten Bügel, welcher eine zufällige Hebung verhindert. Die Berechnung solcher Hämmer ist sehr einfach. Sei G das Gewicht des ganzen Hammers, s die Entfernung seines Schwerpunktes und R die des Hammerkopfes von der Drehungsaxe, H die Hubhöhe, so ist der pr. Hub nothwendige reine Effekt

$$E = G H \frac{s}{R},$$

und ist n die Anzahl Hammerschläge pr. Minute, ε der Wirkungsgrad, so ist der von der Kraftmaschine an die Hammerwelle zu übertragende Effekt

$$E_1 = \frac{n}{60} \frac{E}{\varepsilon}.$$

Der Wirkungsgrad ε kann gleich 0·8 gesetzt werden. Die Grösse k, d. h. das Verhältniss der Entfernung zweier Ertel zum Bogen, welchen das Ertel während der Hebung des Hammers zurücklegt, wird auch hier meist bei 2·5 angenommen.

Das Schwungrad ist nach derselben Formel wie für Schwanzhämmer zu berechnen. Man findet 20- bis 40fache Gleichförmigkeit.

Die beim Herdfrischen verwendeten Hämmer haben einen Kopf von 850 bis 1400 Kil. Gewicht und einen starken 4 bis 5^m langen hölzernen Helm, an dessen Ende der mit den cylindrischen Drehungszapfen versehene Wagring befestigt wird. Am anderen, über den Hammerkopf

vorragenden Ende des Helmes ist unten eine Streichplatte für den Angriff der Ertel befestigt. Die Hubhöhe beträgt 0·6 bis 1^{m}, die Zahl Schläge 40 bis 60 pr. Minute.

Bei den Stirn- und Brusthämmern der Puddlingshütten bilden Kopf, Helm und Drehungszapfen ein einziges Gussstück, nur im Hammerkopfe ist ein besonderer Kern eingesetzt. Um mit einem gegebenen Hammergewichte möglicht starke Schläge zu erzielen, ist es zweckmässig, das Material entfernt von der Axe, gegen den Hammerkopf zu verlegen; daher lässt man zuweilen die Breite oder die Höhe des Helmes gegen den Kopf hin zunehmen; dabei wird zwar die Fallzeit etwas grösser, doch ist dieser Umstand, wie bemerkt, hier nicht wesentlich. Uebrigens müssen Helm und Drehungsaxe immerhin die erforderliche Stärke besitzen; daher kommt es, dass bei den gewöhnlichen Construktionen die Entfernung des Schwerpunktes von der Drehungsaxe nur ungefähr $^{1}/_{3}$ der Helmlänge beträgt. Die Drehungsaxe erhält eine grössere Länge, um die Stellung des Hammers unveränderlicher zu machen. Amboss, Hammerzapfen und Welle erhalten entweder ein gemeinschaftliches Fundament, welches dann einen gewissen Grad von Elasticität haben soll, daher aus horizontalen Balken besteht; oder es wird, was zweckmässiger scheint, das Fundament des Ambosses isolirt.

Bei den Brusthämmern liegt der Ertelring, sowie die Hammerwelle unter dem Helme; diese Anordnung erfordert eine besondere Form des Helmes; der Amboss ist dagegen besser zugänglich als bei Stirnhämmern, wo die Welle vor dem Hammerkopfe, senkrecht zum Helme liegt. Auch beanspruchen die Brusthämmer weniger Raum.

Die Hubhöhe des Hammerkopfes beträgt 0·3 bis 0·6 Meter, das Gewicht des Ganzen 2500 bis 8000 Kil., die Zahl der Schläge 50 bis 100 pr. Minute; ein Hammer bedient 10 bis 12 Puddelöfen.

Stirnhämmer. Fig. 340 zeigt einen Stirnhammer sammt Gerüst, Fig. 341 den Grundriss des Hammers allein. Dieser besteht aus dem Helme *h*, an welchen sich die starke, auf der hohen Kante stehende Querplatte *d* anschliesst. Die Höhe der Platte *d* nimmt von der Mitte nach beiden Seiten hin ab, die Endstücke derselben haben eine abgerundete Unterfläche und ruhen auf zwei Lagern *m*. Am Stirnende, wo die Ertel angreifen, ist der Helm mit einer Stahlplatte armirt. Der Hammerkern *k* ist mit einem starken konischen Zapfen versehen, welcher in eine entsprechende Oeffnung des Hammerkopfes passt und mittelst zwischenliegender Eisenschienen durch die Schläge des Hammers selbst befestigt wird.

Die Hammerbahn erhält eine nach der Form der Luppe und der Art der Arbeit verschiedene Form; sie ist bei dem Hammer Fig. 340

gegen die Seite, wo der Schmied steht, etwas ansteigend, um diesem die Arbeit zu erleichtern. Das Stauchen der Luppen geschieht durch den Hammerhelm auf einem kleinen Ambosse, welcher zwischen dem grossen *c* und der Drehungsaxe des Hammers aufgestellt wird. Mehr gebräuchlich ist es, zu diesem Zwecke am Untertheile des Hammerkopfes horizontale Lappen anzugiessen, welche mit Stahlplatten armirt werden, und zugleich benützt werden können, um den Hammer durch eine Stütze in gehobener Stellung zu erhalten.

Die Zapfenlager des Hammers, Fig. 340, sind Blöcke von sehr hartem Gusseisen, beiderseits mit Vorsprüngen versehen, welche in vertikale Nuthen an den inneren Seitenwänden der Ständer *m* eingreifen und darin verkeilt sind. Oben befindet sich eine cylindrische Vertiefung von 30 Cent. Länge zur Aufnahme der Zapfen. Ein Bolzen *s* hält beide Ständer in unveränderlicher Entfernung. Die Bahn des Ambosskernes *i* ist wie die des Hammerkernes gegen den Stand des Arbeiters ansteigend. In die Oeffnung *n*, welche durch die ganze Länge der Chabatte *c* reicht, wird ein Keil eingetrieben, wenn man den Ambosskern entfernen will. Die gusseisernen Ertel *e* von 40 Cent. Breite werden in Vertiefungen der 88 Cent. breiten Scheibe *b* durch Eichenkeile befestigt; die Vorsprünge *r* an der Scheibe *b* dienen zur besseren Stütze für die Ertel. Der Ständer *a* der quadratischen Hammerwelle *w*, sowie die Chabatte *c* und die Ständer *m* sind zwischen den Nasen starker Grundplatten verkeilt und diese mit dem Fundament verankert. Das letztere besteht aus Langschwellen *l* und Querschwellen *q*, welche bündig an einander gelegt und verdöbelt sind; unter *l* liegt noch eine zweite, in der Zeichnung weggelassene Reihe Lang- und Querschwellen, und diese ruhen auf einem Quadermauerwerke, welches sonst bei festem Grunde wegbleibt. Für die Zapfenständer des Hammers und der Welle ist das Holzfundament erhöht.

Fig. 344 und 345 sind Auf- und Grundriss eines anderen Stirnhammers; *p* ist die Hammeraxe, *h* der Helm, gegen den Kopf hin verstärkt; *l* sind die zum Stauchen dienenden Lappen, *s* die Streichplatte aus Stahl.

Brusthämmer. In Fig. 342 ist ein Brusthammer sammt Gerüst und in Fig. 343 der Hammer allein im Grundrisse dargestellt. Der Hammerhelm *h*, längs dessen Seitenwänden Rippen von halbrundem Querschnitte fortlaufen, ist gegen den Kopf zu aufwärts gebogen, um die Hammerbahnen höher zu stellen. Die Drehungsaxe *d* hat in der Mitte den in Fig. 342 punktirt angedeuteten ovalen Querschnitt; sie muss bei Brusthämmern ziemlich gewichtig sein, um durch die Stösse der Ertel gegen den Helm nicht gehoben zu werden; zur noch besseren Sicherung

sind über die cylindrischen Hammerzapfen schmiedeeiserne Bügel *a* gelegt und an die gusseisernen Lager *l* festgeschraubt. Letztere greifen mit seitlichen Vorsprüngen in vertikale Nuthen der Ständer und ruhen auf Holzstücken *e*, welche die Höhe der Hammerzapfen abzuändern gestatten. Der abwärts gerichtete Arm *n* des Hammerhelmes ist unten mit einer angestahlten Platte *s* für den Angriff der Ertel versehen; diese Platte kann durch Keile in verschiedener Höhe befestigt und dadurch der Hub des Hammers regulirt werden.

Die Daumenwelle soll möglichst nahe am Hammerkopfe liegen, um einer Hebung der Hammerzapfen zu begegnen. Die Hebedaumen *f* müssen bedeutend grösser sein, als bei den anderen Arten von Hämmern; ihre Oberfläche ist nach einer Evolvente gekrümmt, deren Kreis die Entfernung des Angriffspunktes der Hebedaumen an der Platte *s* von der durch den Wellenmittelpunkt gezogenen Vertikalen zum Halbmesser hat. Die Hebung des Hammers erfolgt daher gleichförmig und verursacht einen nahe constanten tangentialen Widerstand gegen die Drehung der Hammerwelle. An der Oberfläche der Hebedaumen sind eiserne Schienen aufgeschraubt, welche ausgewechselt werden können. Die beiden Ständer *b* der Hammerzapfen sind durch Schraubenbolzen *o* verbunden und ruhen auf der Grundplatte *p*, welche sowie die Lagerplatte der Hammerwelle durch Ankerschrauben mit dem Fundamente verbunden ist. Zwischen diesen beiden Platten ist das Gusseisenstück *g* eingelegt. Das Fundament besteht aus Längs- und Querschwellen, welche auf Quadermauerwerk ruhen, dem eine Bétonschicht zur Unterlage dient. *S* ist das Schwungrad, *c* die Chabatte. Diese ist mit unten angegossenen Leisten in den vom übrigen Fundamente isolirten Chabattenstock *t* eingelassen, dessen Hölzer durch horizontale Schrauben verbunden sind. Ausschnitte in der Chabatte und dem Stocke gestatten die freie Bewegung der Hebedaumen.

Eine andere Construktion, bei welcher die Reibung zwischen Hebedaumen und Hammerhelm auf einem kürzeren Wege zu überwinden ist, zeigen Fig. 331 und 332*). Der Hammerhelm *h* ist dabei geschlitzt, und der Ertelring *e* greift in die Oeffnung ein; *w* ist die quadratische Hammerwelle, *s* die durch Schrauben befestigte Streichplatte. Die beiden Ständer *t* sind durch Schraubenbolzen *a* unter einander und durch Stützen *b* mit den Lagern *c* der Hammerwelle verbunden. Der Chabattenstock ist auch hier von dem übrigen Fundamente isolirt.

*) Tunner's Hammermeister, 2. Aufl., 1. Bd., S. 162.

Literatur.

Die oben gegebene Berechnung der Betriebskraft der Schwanzhämmer ist mit einigen Abkürzungen nach Rittinger's „Erfahrungen" 1854 durchgeführt. Ueber die Theorie der Hämmer s. auch Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, dann Tunner's „Hammermeister".

Karsten's und Walter's Eisenhüttenkunde enthalten mehrere Zeichnungen und genaue Beschreibungen von Aufwerf- und Schwanzhämmern, dann, sowie Valerius, von Stirn- und Brusthämmern. Die detaillirtesten auch hier viel benützten Angaben über Construktion, Bau und Reparatur der in Innerösterreich gebrauchten Schwanzhämmer gibt Tunner's „Hammermeister". Truran beschreibt in dem Werke „das britische Eisenhüttengewerbe" u. A. die Brusthämmer mit seitlichem Angriff der Daumen. In Valerius' Eisenfabrikation, 2. Auflage, sind kurze Angaben über die Construktion der Stielhämmer, dann die Zeichnung eines Stirnhammers enthalten.

Als Ergänzung zu den früheren Citaten sind noch folgende Aufsätze zu erwähnen: Ueber Hämmer, Hartmann's Berg- und hütt. Zeitung 1847, 6. Bd., S. 612; Hammerhelme aus Kesselblech von Brown, ebendas. 1852, 11. Bd., S. 452, dann von Schnell, Rittinger's Mittheilungen über die Pariser Ausstellung 1855, S. 89. Stenson's Schweisshammer, welcher unmittelbar neben dem Schweissofen aufgestellt ist, um die Einwirkung der Luft auf die Packete zu vermeiden, Dingler's polyt. Journal, 128. Bd., S. 406; Syke's Schwanzhammer mit direkter Dampfbewegung ebendas. 135. Bd., S. 88; über Hämmer und Ambosse aus Gussstahl, Zeitschr. des Ver. deutscher Ingenieure, 1859, S. 206; Abkühlung grosser Hämmer durch Wasser, Dingler's polyt. Journal, 153. Bd., S. 316; über die Hammerräder zu Remscheid von Röntgen, ebend. 158. Bd., S. 7 und 189. Bd., S. 185; über ein gusseisernes Schwanzhammergerüst, „Erfahrungen" 1861, S. 12. Dampfzuschlaghammer von Fischer, Zeitschr. des Vereins deutscher Ing. 1866, 10. Bd., S. 521; v. Davies, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868, 14. Bd., S. 197, dann Dingler's polyt. Journal 1872, 206. Bd., S. 251 und 1873, 210. Bd., S. 6; Schwanzhammer mit Bewegung durch den Fuss, Dingler's polyt. Journal 1870, 196. Bd., S. 303; Prosser, Bewegungsmechanismus für Schwanzhämmer, Polyt. Centralblatt 1870, S. 247; amerikanischer Schwanzhammer, ebendas. 1872, S. 1334.

B. Rahmenhämmer.

Rahmenhämmer erfordern keinen Helm und nehmen daher weniger Raum ein als Stielhämmer. Die Bewegung derselben ist eine geradlinige vertikale, daher sind Hammer- und Ambossbahn bei jeder

Stellung parallel, wodurch das Ausschmieden erleichtert und ein besseres Produkt erzielt wird; auch ist die Construktion in der Regel einfacher als die der Stielhämmer. Bezeichnet G das Hammergewicht, H die Hubhöhe, so ist, vorausgesetzt, dass der Fall blos durch die Schwerkraft beschleunigt wird,

$$L = G H$$

die lebendige Kraft des auffallenden Hammers. Für einen Stielhammer ohne Reitel von dem Gesammtgewichte G und der Hubhöhe H des Kopfes war

$$L_1 = G H \frac{s}{R},$$

worin s die Entfernung des Schwerpunktes und R die des Kopfes von der Drehungsaxe bedeutet. Da wegen des Helmgewichtes s kleiner als R ist, so wird

$$L_1 < L,$$

d. h. die Schläge der Rahmenhämmer sind bei gleicher Hubhöhe H und gleichem Gewichte G der bewegten Masse stärker als die der Stielhämmer.

Wird der Hammer, nachdem er durch die Kraftmaschine gehoben wurde, der Wirkung der Schwere überlassen, so steigt derselbe mit der Verzögerung g noch über eine gewisse Höhe und fällt dann mit der Beschleunigung g. Bei Stielhämmern ohne Reitel hingegen ist, wie auf S. 6 nachgewiesen wurde, die Beschleunigung, beziehungsweise Verzögerung des Hammerkopfes

$$g_1 = g R \frac{\Sigma m r}{\Sigma m r^2},$$

worin m das Element der Hammermasse, r dessen Entfernung von der Drehungsaxe und R den Abstand des Hammerkopfes von dieser Axe bedeuten. Hieraus ist zu entnehmen, dass bei gleicher Hubhöhe die Fallzeit der Stielhämmer kleiner als die der Rahmenhämmer wird, wenn

$$g_1 > g \text{ oder}$$
$$R \Sigma m r > \Sigma m r^2$$

ist. Diese Bedingung ist für alle Arten von Stielhämmern erfüllt, bei welchen sich die Axe am Ende des Helmes befindet; denn es sind dann alle Werthe von r positiv und der grösste derselben gleich R. Selbst die Fallzeit der Schwanzhämmer kann kleiner werden als bei Rahmenhämmern. Doch spricht dieser Umstand nicht gegen die letzteren, denn wie bei Stielhämmern hat man in Prellvorrichtungen (Kautschukscheiben, Federn, Luft, Dampf etc.) ein wirksames Mittel zu Gebote, um die Hubzahl nöthigenfalls zu vergrössern.

Die Hebung des Fallblockes erfolgt a) durch feste Maschinentheile,

und zwar Hebedaumen, wie bei Stielhämmern, Riemen, welche sich auf eine Trommel aufwinden (die Hämmer führen dabei auch den Namen Riemenhämmer, sind jedoch nicht mit den gleichbenannten, durch Riemenumsetzung bewegten Stielhämmern zu verwechseln), dann durch die Reibung einer rotirenden Scheibe (Friktionshämmer), endlich durch Kurbeln; bei den Federhämmern ist zwischen der an die Kurbel sich anschliessenden Schubstange und dem Fallblock eine elastische Feder eingeschaltet; b) durch comprimirte Luft bei den pneumatischen Hämmern; c) in einem vereinzelten Falle durch eine Flüssigkeit, und zwar Oel; d) mittelst direkten Dampfdruckes bei den Dampfhämmern.

Bei den pneumatischen, den Dampf- und den Federhämmern ist der Stoss vermieden, welcher beim Anhub zwischen dem hebenden Maschinentheil und dem Hammer stattfindet; bei den übrigen muss dieser Stoss durch besondere Mittel thunlichst vermindert werden. Auch gestatten die genannten Arten eine bequeme Regulirung nicht nur der Anzahl, sondern auch der Stärke der Schläge.

Beim eigentlichen Hüttenwesen sind vorzugsweise Dampfhämmer in Anwendung; die anderen Arten können sich dann als zweckmässig erweisen, wenn für einen Dampfhammer besondere Kessel aufgestellt werden müssten, wie z. B. bei Werken, welche nur durch Wasser betrieben werden, oder wenn eine lange Dampfleitung nothwendig wäre, eine Transmission aber vorhanden ist, wie in Maschinenwerkstätten.

Rahmenhämmer mit Hebedaumen.

Die Hebedaumen sind an einer Welle befestigt, heben den vertikal geführten Hammer und lassen ihn frei fallen. Es kann mittelst derselben nur dann eine grössere Zahl Schläge ohne Nachtheil ausgeführt werden, wenn man den Hammer an der Stelle, wo er von den Daumen berührt wird, mit einem elastischen Körper armirt.

Schmerber's Stempelhammer. Einen Schmerber'schen sogenannten Stempelhammer zeigen Fig. 346 und 347*). Das Gerüst *g* desselben ist mit zwei Füssen versehen, welche durch Keile in dem starken Bodenstücke *a* befestigt sind. Das letztere ist an den beiden Enden, sowie in der Mitte, wo der Ambosskern *k* befestigt ist, entsprechend verstärkt. Hammer und Ambossbahn sind schräg gestellt, um schlichten und strecken zu können. Der Hammerblock *c* ist mit einem Schlitze versehen, in welchen der an der Welle *o* befestigte Hebedaumen *s* eingreift; *s* ist das Schwungrad, *r* die lose und *t* die feste Rolle, welche

*) Annales des mines 1861, 5. Reihe, 17. Bd., S. 87.

die Bewegung von der Kraftmaschine auf die Welle *o* überträgt; der Gang lässt sich daher wie bei allen Riemenhämmern reguliren. Am oberen Rande des Schlitzes im Hammerblocke befindet sich die elastische Einlage für den Angriff des Daumens und darüber am Scheitel des Gerüstes die Prellvorrichtung *p*. Fig. 347 zeigt in einem Querschnitte diese Theile im vergrösserten Maassstabe. Am oberen Ende des Hammers *c* ist eine cylindrische Büchse *f* angegossen und durch einen aufgeschraubten Deckel verschlossen. Auf dem Boden dieser Büchse, welcher in der Mitte durch den Schlitz im Hammerkörper unterbrochen ist, ruht eine zweite, in der ersten verschiebbare Büchse. Zwischen beiden sind abwechselnde Kautschuk- und Schmiedeeisenscheiben auf die Stange *e* geschoben, welche unten mit einer Eisenplatte verbunden ist und oben in einer Oeffnung des Deckels der äusseren Büchse *f* gleitet. Beim Angriff des Hebedaumens *i* wird das Kautschuk verdichtet, mithin der Hammer allmälig gehoben; während der weiteren Hebung dehnen sich die Kautschukscheiben wieder aus und geben die zu ihrer Compression verwendete Arbeit wieder zurück. Da die innere Büchse noch durch den Hebedaumen *i* gestützt ist, wird durch die Ausdehnung des Kautschuks der Hub des Hammers beschleunigt.

Ganz ähnlich ist die Einrichtung der Prellvorrichtung; sie besteht aus einer im Gehäuse *p* verschiebbaren Büchse, an welcher die Eisenstange *n* befestigt ist, auf deren oberen schwächeren Theil die elastischen Ringe geschoben sind.

Als wesentlichster Nachtheil des Apparates Fig. 346 zeigte sich nach Versuchen von Clarinval eine beträchtliche Abnahme des Wirkungsgrades bei zunehmender Hubzahl. Bei schneller Drehung der Welle verlässt der Hebedaumen den Hammer, bevor das Kautschuk in *f* sich bis zur ursprünglichen Form ausgedehnt hat; die bei der Ausdehnung abgegebene Arbeit wird statt auf Hebung des Hammers grösstentheils darauf verwendet, die leichte innere Büchse gegen ihren Sitz zurückzuschleudern, und der dabei entstehende Stoss consumirt einen Theil des Effektes. Einer schnellen Abnützung der Kautschukscheiben soll dadurch vorgebeugt werden können, dass man zwischen das Kautschuk und die Eisenplatten nicht metallische Körper, z. B. lackirte Leinwand bringt.

Andere Einrichtung des Buffers. Eine andere Art der Prellung ist bei dem Fig. 348 dargestellten Hammer*) ausgeführt, welcher im Uebrigen ähnliche Construktion wie der Schmerber'sche besitzt. Die Hammerstange *s*, welche weiter unten wegen Angriff des Hebedaumens ebenfalls eine längliche Oeffnung zeigt, ist oben zu einem Kolben *k*

*) Uhland's Maschinen-Construkteur 1870, 3. Bd., S. 322.

ausgeschmiedet, welcher luftdicht in einem Cylinder spielt. Am Deckel des letzteren ist der Gummibuffer *p* befestigt, welcher den Aufgang des Hammers begrenzt und dessen Niedergang beschleunigt. Nahe dem oberen Cylinderende sind ferner drei nach aussen sich öffnende Klappen *a* und ein Rohr *b* mit stellbarem Hahn angebracht. Beim Aufgange entweicht Luft durch die Klappen *a*; je weiter der Hahn *b* geöffnet ist, desto rascher kann die Luft auch durch diesen austreten, desto stärker schlägt der Kolben gegen den Gummibuffer, und da nebstdem beim Niedergange wieder mehr Luft durch *b* in den Cylinder zurückströmen kann, wird der Schlag um so kräftiger. Der Hahn *b*, der mittelst der Zugstange *s* beweglich ist, dient also zur Regulirung der Stärke der Schläge.

Andere Einrichtung der Hebedaumen. Die meiste Schwierigkeit verursacht die Beseitigung des Stosses beim Anhub, welche auf folgende Arten angestrebt wird.

Bei Schmerber'schen Hämmern, welche mit grosser Geschwindigkeit (bis 600 Hube pr. Minute) arbeiten sollen, lässt man auf den Hammer beständig einen Buffer drücken und legt unter die Lager der Daumenwelle Kautschukscheiben. Auch ist der Hebedaumen nach einer archimedischen Spirale geformt, um einen sanften Anhub zu erzielen.

Bei Peer's Hammer*) haben die Hebedaumen die Form einer schiefen Ebene, welche am Umfange einer rotirenden horizontalen Scheibe aufsteigt und unter eine am Hammer befestigte Rolle greift.

An der Stelle des Fallblockes, wo die Hebedaumen anschlagen, bringt man auch elastische Rollen an, welche nach Cunningham**) am besten derart zu construiren sind, dass auf die Drehungsaxe der Rolle zuerst ein Kautschukring und darüber ein Rothgussring geschoben wird, auf welchem die eiserne Rolle sich dreht.

Endlich ist das für Schmerber'sche***) Hämmer angegebene Mittel, den Stoss beim Anhub durch die Construktion der treibenden Riemenscheibe selbst zu mildern, der Erwähnung werth. In Fig. 352 und 353 ist diese Scheibe im Schnitt und in der Seitenansicht skizzirt. Sie besteht aus der losen Rolle *r*, über welche der Treibriemen gelegt ist, und dem in der Höhlung der losen Rolle auf der Welle festgekeilten Armkreuz *a*. Zwischen die Arme des letzteren greifen Vorsprünge *v*, welche an der Rolle *r* angegossen sind, und zwischen *v* und *a* sind Kautschukbuffer *b* eingelegt, welche durch die auf der anderen Seite eingetriebenen Holzkeile *n* von Anfang her eine gewisse Spannung erhalten. Die

*) Dingler's polyt. Journal, 133. Bd., S. 342.

**) Dingler's polyt. Journal 1868, 188. Bd., S. 19.

***) Rittinger, Mittheilungen über die Pariser Ausstellung 1867.

Drehung erfolgt in der Richtung des Pfeiles, und es ist klar, dass bei jedem Anhub die Scheibe r dem Armkreuz a etwas voraneilt, die Buffer zusammengedrückt werden und daher der Stoss beim Anhub geringer ausfällt.

Hämmer mit Riemenbewegung.

Diese Bewegungsart kommt namentlich in Werkstätten vor, wo Metalle zu prägen oder zu pressen sind.

Als Beispiel soll der Rahmenhammer von Hutton*), Fig. 351, beschrieben werden. Bei demselben ist der zwischen Ständern s geführte Fallblock f durch einen Riemen, eine Kette oder ein Seil an der Scheibe t aufgehängt. Diese ist auf einer Welle fest, welche mittelst des bei a drehbaren Hebels h horizontal verschoben, daher durch die Friktionskupplung k oder k_1 mit der Welle der Riemenscheiben r oder r_1 verbunden werden kann. Die letzteren erhalten durch eine Kraftmaschine entgegengesetzte Drehung. Man bringt mittelst des Hebels h eine der Kupplungen, z. B. k_1, in Eingriff. Dadurch wird t in demselben Sinne wie r_1 gedreht, der Hammer gehoben. Bewegt man nun das untere Ende des Hebels h etwas rechts, und rückt dadurch k_1 aus, so steigt der Hammer wegen der lebendigen Kraft der bewegten Theile noch etwas höher, fällt aber dann nieder, wobei die Scheibe t einerlei Drehung mit der anderen Rolle r erhält. Der Riemen ist im Momente des Schlages abgerollt und sein Befestigungspunkt rückt auf die andere Seite der Scheibe t; gleichzeitig wird der Hebel h noch weiter rechts bewegt, dadurch k in Eingriff gebracht, die Drehung von t fortgesetzt und der Riemen von der anderen Seite her auf t aufgerollt, mithin der Hammer wieder gehoben. Sodann wird durch Ausrückung von k der Fall eingeleitet u. s. w. Dabei wird die lebendige Kraft, welche die Scheibe t erhält, zur Hebung des Hammers mitbenützt, auch ist eine grössere Hubhöhe zulässig. Hingegen ergibt sich beim Anhub entweder ein Stoss oder Gleiten in der Kupplung, daher Effektsverlust.

Bei solchen Hämmern werden auch Bremsen oder Arretirungen angebracht, um den Fallblock in der höchsten Stellung anhalten, rasch zum Stillstand bringen zu können u. s. w.

---

*) Revue universelle, 1. Bd., S. 189.

Friktionshämmer.

Bei den Friktionshämmern ist an den Fallklotz eine Stange befestigt, welche, um den Hammer zu heben, zwischen zwei Rollen eingeklemmt wird, deren eine von der Kraftmaschine drehende Bewegung erhält. Gewöhnlich erfolgt dieses Einklemmen selbstthätig durch ein Gewicht, bei dessen Lüftung der Hammer herabfällt. So z. B. ist in Fig. 354*) *s* die Hammerstange, *r* eine von festen Lagern gestützte, von der Kraftmaschine bewegte Rolle, *a* eine zweite Rolle, deren Lager um die Axe *e* drehbar sind und durch ein Knie *a n o* mit der festen Widerlage *p* verbunden werden. Durch Hebung der Stange *b* wird die Hammerstange *s* an die Friktionsrolle *r* gedrückt und wegen der Reibung gegen diese gehoben. Zieht man sodann *b* abwärts, so fällt der Hammer frei herab.

Bei Kitson's Friktionshammer**) ist eine Vorrichtung angebracht, um den Hammer in beliebiger Höhe zu erhalten.

Bei M'Kechnie's Hammer***) befindet sich die Stange zwischen zwei Friktionsrollen, an deren Wellen zwei in Eingriff stehende Zahnräder befestigt sind; die Wellen lassen sich einander nähern, wodurch die Hammerstange zwischen den Friktionsrollen gefasst und von beiden zugleich gehoben wird. Die Rollen sind mit Nuthen am Umfange versehen, in welche die Kanten der quadratischen Hammerstange sich keilartig eindrücken. Dadurch ist die Reibung vergrössert.

Eassie's Hammer †), Fig. 350, wird ebenfalls durch zwei Rollen *r r* gehoben. Die Wellen *o o* dieser Rollen sind an einem um die Axe *a* drehbaren Rahmen befestigt. Die Bewegung wird von der Kraftmaschine an eine der Wellen *o*, und von dieser durch einen gekreuzten Riemen auf die zweite übertragen; das Gewicht *g* drückt beide Friktionsrollen an die Hammerstange *s*; bewegt man den Hebel *h* abwärts, so fällt der Hammer. Die Rollen *l* führen die Stange *s*.

Wie bei Hämmern mit Riemenbewegung lässt sich bei Friktionshämmern die Hubhöhe beliebig steigern, und dadurch eine Prellvorrichtung oder ein grosses Hammergewicht ersetzen, welches eine beträchtliche Reibung zwischen Friktionsrollen und Hammerstange erfordern würde. Allerdings ist dabei nur eine geringere Zahl Schläge in gegebener Zeit möglich. Der Stoss beim Anhub ist vermieden, indem die

*) Zeichnungen der „Hütte", 1855.
**) Polyt. Centralblatt 1855, S. 466.
***) Dingler's polyt. Journal, 155. Bd., S. 16.
†) Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, 3. Bd.

Reibung nur hinreicht, die Masse des Hammers allmälig zu beschleunigen; der Umfang der Friktionsrolle gleitet daher anfangs auf der langsamer bewegten Hammerstange. Hieraus resultirt jedoch nicht nur ein beträchtlicher Effektsverlust, sondern auch schnelle Abnützung der Hammerstange.

Hämmer mit Kurbelbewegung.

Diese Einrichtung, verbunden mit Prellung durch comprimirte Luft, zeigt der Hammer von Darrien, Fig. 361*). Das Gerüst desselben besteht aus zwei Ständern *s*, welche nach oben convergiren und dort durch eine Deckplatte *p* verbunden sind. In eine Oeffnung der letzteren ist der unten offene Cylinder *c* versenkt, in welchem sich ein Kolben bewegt, dessen Stange *e* mit dem Hammer *h* verbunden ist. Die Luft ober dem Kolben wird bei jedem Hub verdichtet und beschleunigt durch ihre Wiederausdehnung den Fall. Um die Luftverluste zu ersetzen, ist am oberen Ende des Cylinders ein Saugventil, und um eine zu starke Verdichtung der Luft zu hindern, ein nach aussen sich öffnendes, belastetes Sicherheitsventil angebracht.

Die Hebung des Hammers erfolgt durch die Kurbel *k* mittelst der Zugstange *z*, welche gegabelt ist, und deren untere Enden mit der an der Hammerstange *e* verschiebbaren Hülse *a* drehbar verbunden sind. An eben dieser Hülse ist ein zweiarmiger Hebel *b g* drehbar; an der unteren Seite des Hebelarmes *g* befindet sich ein Zahn, der durch das Gewicht *g* in die Nuth *i* der Hammerstange *e* gedrückt wird und den Hammer hebt. Gegen Ende des Hubes stösst der Hebel *b* gegen einen am Gerüste festen Zapfen *q*; dadurch wird der Zahn aus der Nuth *i* gedrückt und der Hammer fällt herab, wobei die Hammerstange in der Hülse *a* gleitet. Bei fortgesetzter Drehung der Kurbel folgt die Hülse *a* der Hammerstange nach, der Zahn am Hebelarme *g* gleitet längst dieser Stange abwärts, bis er wieder die Nuth *i* erreicht und durch Wirkung des Gewichtes in dieselbe einfällt, worauf ein neuer Hub erfolgt.

Mittelst des Handhebels *m*, der zwischen zwei am Hebel *g* befestigten Zapfen durchgesteckt ist, kann der Hammer in beliebiger Höhe ausgelöst und zum Falle gebracht werden.

Der Zapfen *q* ist mittelst der aus Fig. 257 ersichtlichen Einrichtung stellbar; derselbe lässt sich längs der Stange *r* mittelst des Handrädchens *l*, das an der Schraubenspindel *d* fest ist, auf- und niederschieben. Um die Drehung der Welle *k*, Fig. 256, gleichförmiger zu machen, ist

*) Revue universelle, 7. Bd., S. 380.

an derselben das Schwungrad *n*, dann ein Gegengewicht befestigt, welches während der Hebung des Hammers sich abwärts bewegt. In der Zugstange *z* sind an der Stelle, wo sie sich gabelt, Kautschukscheiben eingeschaltet, um den Stoss beim Anhub zu mildern.

Die Bewegung durch eine Kurbel ist prinzipiell zweckmässig, denn beginnt der Hub bei der tiefsten Kurbelstellung, so tritt dabei kein Stoss ein. Da jedoch Eisenstücke verschiedener Grösse zu verarbeiten sind, so hat der Hammer nach dem Falle nicht immer die tiefste Stellung, mithin kann der Kurbelzapfen in dem Augenblicke, wo der Hammer angehoben wird, schon eine gewisse vertikal aufwärts gerichtete Geschwindigkeit besitzen; es erfolgt ein Stoss, welcher durch die elastische Einlage in der Stange *z* nicht ganz zu beseitigen ist.

Federhämmer.

Die Bewegung der Federhämmer erfolgt durch eine Kurbel und Schubstange; zwischen der letzteren und dem Hammer ist eine starke Feder eingeschaltet, welche die Bewegung sowohl beim Auf- als beim Niedergange überträgt, daher der Stoss beim Anhub wegfällt und die Endgeschwindigkeit bei schneller Drehung der Kurbel grösser wird als beim freien Falle über eine Höhe gleich der doppelten Kurbellänge; wegen der Feder endlich übt der Schlag auch bei verschiedener Dicke der Schmiedestücke keine Rückwirkung auf den Bewegungsmechanismus.

Federhammer von Shaw und Justice. Den Federhammer von Shaw und Justice in Philadelphia*) zeigen Fig. 358 und 359. Die Feder *f* besitzt die Form eines Halbkreises und steht durch die Schubstange *s* mit einem an dem Schwungrade *S* befestigten Kurbelzapfen in Verbindung; die Welle des Schwungrades wird durch die Kraftmaschine in Umdrehung gesetzt. Die Enden der Feder sind durch einen starken Riemen *r* verbunden, welcher durch einen Schlitz in der gehörig geführten Hammerstange *t* gelegt ist. Bei der tiefsten Stellung des Kurbelzapfens hängt der Hammer etwas ober dem Amboss an dem straff gespannten Riemen *r*. Bei Umdrehung der Welle wird die Feder rasch angehoben, und da der Fallblock vermöge seiner Trägheit dieser Bewegung nicht zu folgen vermag, biegt sich der Riemen abwärts und die Federenden werden zusammengezogen. Hiedurch vergrössert sich die Federspannung, welche im Verein mit dem Zug in der Schubstange den Hammer stärker beschleunigt, so dass der Riemen wieder in die horizontale Stellung gelangt; gleichzeitig überschreitet die Kurbel den oberen

*) Revue universelle 1869, 25. Bd., S. 239.

todten Punkt, die Feder wird abwärts bewegt, während der Hammer, vermöge seiner lebendigen Kraft noch aufsteigt, daher der Riemen aufwärts gebogen und die Feder wieder gespannt wird. Nun wirken auf Beschleunigung des Hammers sein Eigengewicht, der Druck der Schubstange und die Federspannung, der Niedergang erfolgt sehr rasch; der Riemen kehrt aus der aufwärts gebogenen durch die horizontale wieder in die abwärts gebogene Stellung zurück, welche dem folgenden wiederholten Anhub entspricht.

Der Riemen ist durch Drehzapfen und Seitenschienen mit der Feder verbunden; ein von oben in die Hammerstange *t* eingedrehter Bolzen hindert die Verschiebung des Riemens in dem Schlitze. Die Schubstange *s* ist unten zu einer Platte ausgeschmiedet und durch eine Gegenplatte nebst Schrauben an der Feder befestigt. Um die Länge der Stange *s* entsprechend der Dicke der Schmiedestücke reguliren zu können, ist sie aus zwei Theilen zusammengesetzt, von welchen der untere in den oberen röhrenförmigen eingeschoben und mittelst Stellschraube befestigt wird. Der Gerüstständer ist hohl.

Der Bewegungsmechanismus besteht aus einer von der Kraftmaschine mittelst Riemenrolle *m*, Fig. 358, bewegten Welle, auf der eine glatt abgedrehte Friktionsscheibe *n* befestigt ist. Diese Welle ist in der Längenrichtung etwas verschiebbar; durch den belasteten Hebel *p* wird die Scheibe *n* gegen die am Umfange mit Leder bedeckte, an der Hammerwelle befestigte Scheibe *o* gedrückt, und dadurch der letzteren die drehende Bewegung mitgetheilt.

Behufs Regulirung der Hubzahl ist die Scheibe *o*, Fig. 359, auf einer Keilnuth verschiebbar und kann mittelst des an einem Gradbogen zu fixirenden Hebels *h* gegen die Mitte der Triebscheibe *n* bewegt werden, wodurch die Umgangszahl der Hammerwelle, daher die Zahl der Schläge abnimmt. Dabei wird, wie leicht einzusehen, auch deren Intensität geringer.

Die Regulirung der Stärke der Schläge während des Betriebes, sowie die Ein- und Ausrückung geschieht auf folgende Weise. Am Gerüste ist ein drehbarer Bremsbacken *b*, Fig. 358, angebracht, welcher mittelst des Hebels *k* durch einen an dessen Welle befestigten Drücker an das Schwungrad *S* gepresst werden kann. Die Welle des Hebels *k* ist durch das Hammergerüst bis unter den Hebel *p* verlängert und hier mit einem zweiten Drücker von gleicher Stellung wie der erste versehen. Bewegt man also den Hebel *k* abwärts, so wird der Bremsbacken angepresst und gleichzeitig der Hebel *p* gehoben, daher der Druck zwischen den Friktionsscheiben aufhört und aus beiden Ursachen die Schwungradwelle sofort zum Stillstande gelangt. Nun ist leicht einzusehen,

dass je nach der Kraft, mit welcher man den Hebel *k* niederdrückt, die hemmende Wirkung der Bremse mehr oder weniger verstärkt und zugleich die Reibung der Friktionsscheiben herabgesetzt, daher die Umgangszahl und die Stärke der Schläge entsprechend vermindert wird. Die letztere hängt daher lediglich von der Geschwindigkeit der Hammerwelle ab; beim schnellsten Gange ist die Hubhöhe des Hammers ungefähr doppelt so gross als die der Schubstange.

Riedinger's Federhämmer. Dem Prinzipe nach übereinstimmend mit den vorigen, im Detail jedoch mehrfach abgeändert ausgeführt, sind die Federhämmer aus Riedinger's Fabrik in Augsburg, Fig. 360*). Die Construktion ist aus der Zeichnung so weit ersichtlich, dass hier nur die Aenderungen gegen den Hammer von Shaw und Justice hervorgehoben werden sollen. Der hohle Hammerständer besitzt eine gefälligere Form; bei mehr als 100 Kil. Fallgewicht wird der Amboss nicht wie in Fig. 360, welche einen Hammer von 25 Kil. darstellt, auf dem durch Rippen verstärkten unteren Gerüsttheil, sondern auf einer abgesonderten Chabatte fundirt, damit das Gerüst durch die Erschütterungen in Folge der Hammerschläge weniger leide (vergl. Dampfhämmer). Statt des Riemens sind zur Verbindung der Feder mit der Hammerstange zwei Stahlstangen angewendet, welche sich an den Enden um Zapfen drehen können (vergl. Fig. 367, welche den Horizontalschnitt nach *AB* im doppelten Maassstabe darstellt). Die Schubstange *s* besteht wieder aus zwei in einander verschiebbaren Theilen; der obere Theil ist an der Vorderseite geschlitzt, an die Ränder des Schlitzes schliessen sich unten Backen, welche behufs Einklemmung des unteren Stangentheiles durch eine Schraube zusammengezogen werden. Zum Antrieb und zur Regulirung des Ganges dient eine Friktionskupplung mit auf einer Keilnuth verschiebbarem Conus *c*, welcher durch einen bei *f* drehbaren Winkelhebel, die Zugstange *z* und den Handhebel *h*, oder durch den Tritthebel *t* verschoben wird. Die auf der Hammerwelle lose Friktionsrolle *d* wird durch Riemenumsetzung bewegt, und theilt nach erfolgter Einrückung ihre Drehung dem Conus *c*, daher der Hammerwelle mit. Bei der Einrückung wird zugleich mittelst der Stange *n* der wie früher angeordnete Bremsbacken *p* gelüftet. Der Apparat zur bleibenden Regulirung der Hubzahl ist weggelassen, wodurch sich die ganze Anordnung entsprechend einfacher gestaltet. Nach einem Schema**) werden diese Hämmer mit folgenden Gewichten *G* und Fallhöhen *H* aufgeführt, verrichten dabei

*) Uhland's Maschinen-Construkteur 1875, 8. Jahrg., S. 98.

**) Dingler's polyt. Journal 1874, 213. Bd., S. 194.

die Zahl n Schläge pr. Minute und erfordern zum Betrieb die Zahl E Pferdekräfte:

$G =$	7·5	12·5	25	50	100	150	250	400	Kil.
$H =$	15	20	25	32·5	42·5	50	62·5	77·5	Cent.
$n =$	450	400	250	225	200	150	125	100	
$E =$	0·25	0·5	0·75	1	2	3	5	8	Pferdekräfte.

Sind die Angaben für E richtig, so geht daraus hervor, dass der Schlag nur wenig oder gar nicht stärker ausfällt, als beim freien Falle über die Höhe H, dass mithin die Feder nicht zur Vermehrung der Intensität, sondern nur der Anzahl der Schläge beiträgt. Allerdings ist H grösser als die doppelte Kurbellänge. So z. B. wäre bei einem Hammer mit $G = 400$ Kil. Gewicht und $H = 0{\cdot}775^{m}$ Hub beim freien Falle der reine Effekt beim Schlage

$$G\,H = 400 \,.\, 0{\cdot}775 = 310 \text{ Kilogramm-Meter.}$$

Nach obigen Angaben erfordert ein solcher Hammer bei $n = 100$ Schlägen pr. Minute eine Betriebskraft von $E = 8$ Pferdestärken $= 600$ Kil.-Metern, daher ist die auf einen Hub entfallende Betriebskraft

$$\frac{60 \,.\, 600}{100} = 360 \text{ Kil.-Meter,}$$

daher kann mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse der reine an den Hammer übertragene Effekt oder die lebendige Kraft beim Schlage nicht merklich grösser als 310 Kil.-Meter sein, welche sich bei freiem Falle über die Höhe von $0{\cdot}775^{m}$ ergeben.

Joy's und Palmer's Federhämmer. Diese Hämmer unterscheiden sich von den bisher beschriebenen dadurch, dass die Feder als biegsamer Hebel die Bewegung von der Schubstange auf die Hammerstange überträgt.

Fig. 349 ist eine Skizze des Joy'schen Hammers.*) Die Bewegung wird von der Kurbelwelle a durch eine kurze Schubstange der federnden Holzstange $b\,c$ mitgetheilt, welche bei b drehbar befestigt ist und bei c in die Hammerstange eingreift. An letztere schliesst sich ein Kolben, der in dem Cylinder d spielt; durch Kanäle und einen stellbaren Schieber kann in dem letzteren der Eintritt von mehr oder weniger Luft ermöglicht und dadurch eine stärkere oder geringere Compression der Luft herbeigeführt werden. Die Holzfeder dürfte indessen keine lange Dauer aufweisen.

Bei Palmer's Federhammer, Fig. 366**), hat die Feder f die Form

*) Polyt. Centralblatt 1875, S. 93.

**) Dingler's polyt. Journal 1874, 214. Band, S. 429.

eines geraden zweiarmigen Balancier, der um einen am Obertheile des Gerüstes gelagerten Zapfen drehbar ist und einerseits mit der Hammerstange *h*, anderseits durch eine Zugstange *z* mit der Kurbel an der Betriebswelle verbunden wird; in der letzteren ist eine Friktionskupplung eingeschaltet, welche durch Auftreten mit dem Fusse auf einen Hebel *p* eingerückt und durch eine auf diesen Hebel wirkende Feder *q* ausgerückt wird.

Pneumatische Hämmer.

Darunter versteht man jene Hämmer, bei welchen Luft als Transmission benützt wird, um die Hebung des Fallblockes durch eine rotirende Welle zu bewirken.

Es existiren zwei dem Prinzipe nach verschiedene Arten von pneumatischen Hämmern. Es wird entweder die Luft durch eine besondere Compressionspumpe verdichtet und dient dann als Motor in gleicher Art zum Betrieb wie der Dampf bei Dampfhämmern; hieher gehört der pneumatische Hammer von Soutter und Hammond. Oder es wird der Pumpencylinder in direkte Verbindung mit dem Betriebscylinder des Hammers gebracht, so dass der Hammerkolben jeden Hub des Pumpenkolbens mitmacht und zwischen beiden nur ein gewisses Luftquantum eingeschlossen ist, welches die Bewegung von dem einen auf den anderen Kolben ganz nach Art der Feder bei den Federhämmern überträgt.

Die letztere Art ist die gebräuchliche, da man eben zur Anlage einer abgesonderten Compressionspumpe für Hämmer, die zu hüttenmännischen Zwecken dienen, keine Veranlassung hat. Bei den pneumatischen Hämmern fallen die bei den Federhämmern nothwendigen Stahlfedern weg, welche mit der Zeit ihre Elastizität verlieren; dagegen sind Ventile u. s. w. zur Regulirung des Ganges nothwendig.

Soutter und Hammond's Hammer. Die prinzipielle Einrichtung dieses, übrigens zum Einrammen von Pfählen dienenden Hammers ist durch Fig. 368*) dargestellt. Die verdichtete Luft wird durch das Rohr *e* einem Cylinder *c* zugeführt, an dessen Kolbenstange *k* der Fallblock befestigt ist; die vier Ventile *b a i d*, welche von der äusseren Steuerung bewegt werden, vertheilen die Luft. Sind *b* und *i* offen, so steigt der Hammer, indem die Luft ober dem Kolben durch *b* entweicht; werden hingegen *b i* geschlossen, *a d* geöffnet, so fällt der Hammer mit Beschleunigung durch sein Eigengewicht und den Druck der Luft.

Walton's Hammer. Eigenthümlich ist die Construktion des pneu-

*) Dingler's polyt. Journal, 101. Bd., S. 409.

matischen Stempelhammers von Walton*), Fig. 364. Der Fallblock *h* ist mit einem Kolben verbunden, der sich im Cylinder *e* bewegt. An diesen schliesst sich ein flacher Teller, mit welchem die Kautschukplatte *k* luftdicht verbunden ist. Die Welle *w*, welche durch Stufenrollen *r* betrieben wird, setzt mittelst Kurbel die Kautschukscheibe in auf- und niedergehende Bewegung; die Luft ober dem Kolben wird daher abwechselnd verdünnt und verdichtet, mithin auch der Hammer bewegt. Dieser Apparat ist zum Ausschmieden kleiner Gegenstände bestimmt, für welche sich ein Dampfhammer nicht mehr eignet.

Hammer von Dawes. Fig. 369 zeigt den mit comprimirter Luft betriebenen Hammer von Dawes**). Der Fallblock steht durch eine Kolbenstange mit dem Kolben *o* in Verbindung, welcher in dem Cylinder *e* spielt. Am Deckel des letzteren befindet sich ein nach unten sich öffnendes Ventil, welches beim Niedergange des Kolbens so lange Luft einströmen lässt, bis nach mehreren Huben auch bei der tiefsten Kolbenstellung die eingetretene Luft eine nicht merklich kleinere als die atmosphärische Spannung besitzt. Beim Aufgange wird diese Luft so stark comprimirt, dass der Fall mit grosser Beschleunigung stattfindet.

Die Hebung des Hammerkolbens erfolgt durch einen zweiten Kolben *d*, welcher von dem Exzenter *l* 2 bis 300mal pr. Minute hin- und herbewegt wird; der Cylinder des Kolbens *d* steht durch eine Oeffnung mit dem Raume unter dem Kolben *o* in Verbindung. Bei Bewegung von *d* gegen die linke Seite wird die Luft so weit comprimirt, dass der Kolben *o* ungeachtet der Spannung der ober demselben befindlichen Luft aufsteigt; beim Rücklaufe von *d* fällt der Hammer. Am horizontalen Cylinder befinden sich noch mehrere Bohrungen *b*, durch welche bei der äussersten Stellung des Kolbens *d* Luft angesaugt wird, falls deren Spannung unter die atmosphärische gesunken ist; ferner kann durch einen im horizontalen Cylinder angebrachten Hahn die Communikation mit der äusseren Luft hergestellt, daher ein Theil der zur Hebung des Hammers dienenden Luft zum Entweichen gebracht und dadurch die Stärke der Schläge regulirt werden.

Hammer von Lindahl und Runer. Ein anderer Hammer mit Betrieb durch comprimirte Luft, von Lindahl und Runer construirt, ist durch Fig. 357 im Vertikalschnitte dargestellt.***) Am Hammergerüste ist ein Cylinder festgeschraubt, welcher aus drei Theilen von verschiedenem Durchmesser besteht, in deren jedem sich ein Kolben befindet. Der

*) Dingler's polyt. Journal, 176. Bd., S. 176.
**) Polyt. Centralblatt 1867, S. 8.
***) Preuss. Zeitschrift 1867, 15. Bd., S. 220.

oberste Kolben *a* wird durch eine Kurbel von der am Hammergerüste gelagerten Welle *w* auf- und niederbewegt. Der Kolben *b* im mittleren Cylinderstück ist frei beweglich und besitzt einen nach oben und unten vorragenden, durchbohrten Ansatz, welcher in eine Stopfbüchse in der Wand zwischen dem oberen und mittleren Cylindertheil greift, der unterste Kolben *c* endlich ist durch die Stange *d* mit dem Fallblock *p* verbunden. An den drei Kolben befinden sich ringförmige Holzlagen *n*, welche als Buffer dienen. Am mittleren Cylindertheil (in Fig. 357 hinter dem röhrenförmigen Aufsatz des Kolbens *b*) befinden sich zwei Reihen Oeffnungen *e*, welche in einen Behälter münden, der mit einem nach innen sich öffnenden Ventil versehen ist.

Beim Aufgange des Hauptkolbens *a* wird die Luft in dem Raume ober *c* verdünnt, daher der Hammer gehoben. Die nach oben verlängerte Kolbenstange desselben tritt in die Höhlung des Kolbens *b* und hebt den letzteren, wodurch anfänglich die Luft im mittleren Cylindertheil, ober dem Kolben *b*, sowie in dem Behälter, in welchen die Oeffnungen *e* münden, verdichtet wird. Sobald nun der untere Rand des Kolbens *b* die untere Reihe der Oeffnungen *e* erreicht, stellt sich ober und unter *b* gleiche Spannung her, welche jedoch noch kleiner als die atmosphärische bleibt, so dass durch das früher erwähnte Ventil Luft von aussen einströmt. Gleich danach beginnt der Niedergang des obersten Kolbens *a*, die Holzeinlage *n* stösst gegen den oberen Rand des Kolbens *b*, wodurch auch der Niedergang des noch in Berührung mit *b* befindlichen Kolbens *c*, mithin der Fall des Hammers eingeleitet wird. Der Kolben *b* kehrt nun in seine tiefste Stellung zurück, und der Niedergang des Hammers wird dadurch beschleunigt, dass der Kolben *a* die Luft ober *c* comprimirt. Im Moment des Schlages wird der in den Boden des obersten Cylindertheiles mündende Hahn *h* — dessen Bewegung auch selbstthätig gemacht werden könnte — etwas geöffnet, um die vorhandene comprimirte Luft auszulassen.

Der Hahn *h* dient auch zur Regulirung der Stärke der Schläge; lässt man denselben beständig offen, so wird, je weiter seine Eröffnung ist, desto mehr Luft durch denselben beim Aufgange des Kolben *a* ein- und beim Niedergange austreten, daher die Hubhöhe sowohl als die Beschleunigung beim Falle um so kleiner, der Schlag um so schwächer sein.

Hämmer von Hotchkiss und Scholl. Bei den Hämmern von Hotchkiss und von Scholl*) sind der Kolben und der Cylinder beweglich, wodurch eine Vereinfachung des Apparates erzielt wird. Das Prinzip der nach Hotchkiss' Patent ausgeführten Hämmer ist durch

*) Dingler's polyt. Journal 1875, 215. Bd., S. 397.

Fig. 363 versinnlicht. Der Fallklotz *a* gleitet mit seitlich angegossenen Leisten in Nuthen, welche in den an das Hammergerüst festgeschraubten Führungsstücken angebracht sind. Die letzteren dienen auch zur Führung des Cylinders *c*, dessen Kolben mit dem Fallblock in Verbindung steht. Der Cylinder *c* wird durch die Welle *w* mittelst Kurbelscheibe und Schubstange auf- und niederbewegt und besitzt in der Mitte seiner Höhe seitliche Oeffnungen *o*. Bei der tiefsten Stellung des Cylinders und des Fallklotzes befinden sich die Oeffnungen *o* etwas unter dem Kolben. Wird nun die Welle gedreht, so bewegt sich zuerst der Cylinder allein aufwärts, bis dessen Oeffnungen *o* vom Kolben überdeckt sind; nun wird die Luft unter letzterem verdichtet, der Kolben nebst Fallblock gehoben; in den oberen Cylinderraum dringt durch *o* etwas Luft ein. Nun kehrt der Cylinder seine Bewegung um, während der Kolben und Fallblock zufolge ihrer lebendigen Kraft noch aufsteigen; wegen dieser entgegengesetzten Bewegung tritt zuerst die früher durch *o* eingeströmte Luft wieder aus, dann gelangen die Oeffnungen *o* unter den Kolben, die Luft ober letzterem wird comprimirt, daher der nun begonnene Niedergang des Hammers beschleunigt.

Das Prinzip des Scholl'schen Hammers ist ein ähnliches, nur dass hier der Fallblock am Cylinder befestigt ist und der Kolben durch die Kurbelwelle bewegt wird. Die Scholl'schen Hämmer geben bis 400 Schläge pr. Minute.

Oelhammer.

Dieser von Guillemin und Minary construirte Hammer*) soll wie die von Hebedaumen u. s. w. gehobenen dann Verwendung finden, wenn man den Betrieb durch eine vorhandene Welle einleiten will, wie z. B. in Maschinenwerkstätten. Als Transmission dient Oel, und zur Verhinderung des Stosses beim Anhube ein Luftkissen.

Die Skizze Fig. 365 erläutert die Construktion. *w* ist eine Welle, mit dem Schwungrade *s* und zwei zur Transmission dienenden Riemenrollen *r* versehen. Die Welle *w* treibt mittelst Kurbel den Pumpenkolben *p*, welcher mit mehreren Oeffnungen durchbrochen und zwischen einer Verstärkung der Kolbenstange und einer am unteren Ende derselben festen Scheibe verschiebbar ist. Diese Scheibe verschliesst bei der gezeichneten Stellung die Oeffnungen im Kolben. Der Pumpencylinder ist oben erweitert und innen cannelirt. Ein Kanal *b*, welcher am Ständer *g* angegossen ist, verbindet die Pumpe mit dem fixen Rohre *e*, welches

*) Annales des mines, 5. Reihe, 7. Bd., S. 507.

durch eine Stopfbüchse in das bewegliche Rohr *c* taucht. An diesem ist oben der Kolben *d*, unten der Fallblock *f* befestigt. Der Kolben *d* bewegt sich in dem Cylinder *k*, welcher unten offen, oben mit zwei belasteten Ventilen *i o* versehen ist, deren eines *o* nach innen, das andere *i* nach aussen sich öffnet. Die Pumpe sammt dem Kanale *b* und Rohre *c* ist mit Oel gefüllt. Geht der Pumpenkolben *p* aufwärts, so wird das ober demselben vorhandene Oel durch *b* und *e* nach *c* gedrückt, der Hammer steigt empor und die Luft ober dem Kolben *d* wird verdichtet; der Stoss beim Anhube ist dadurch verhindert, dass das Rohr *c* im oberen Theile etwas Luft enthält. Sowie der Pumpenkolben *p* den oberen erweiterten Theil des zugehörigen Cylinders erreicht, strömt das Oel rasch in den unter dem Kolben entstandenen luftleeren Raum zurück, der Hammer fällt; diese Bewegung wird auch durch die Spannung der Luft im Cylinder *k* beschleunigt. Geht die Stange des Pumpenkolbens *p* wieder abwärts, so bleibt der Kolben selbst, durch das unterhalb befindliche Oel zurückgehalten, in Ruhe und wird erst durch den Anlauf an der Kolbenstange mitgenommen; da nun die Oeffnungen im Kolben nicht mehr von der unteren Scheibe verschlossen sind, so kann das Oel dieselben durchströmen, der Kolben daher sich abwärts bewegen. Hierauf folgt wieder ein neuer Hub.

Der Pumpencylinder ist durch ein Rohr, welches den Hahn *h* und bei *v* ein Saugventil enthält, mit dem Oelbehälter *a* in Verbindung. Sollen der Pumpencylinder und die sonstigen Hohlräume vor Anfang des Betriebes mit Oel gefüllt werden, so öffnet man den Hahn *h* und setzt die Betriebswelle in Gang; die Pumpe hebt das Oel und die Luft entweicht durch einen am oberen Ende des Rohres *c* befindlichen Hahn. Um die Füllung auch dann zu bewerkstelligen, wenn die Betriebswelle *w* stillsteht, ist noch eine besondere Handpumpe vorhanden.

Das obere und untere Ende des Pumpencylinders können durch Drehung eines Hahnes im Rohre *r* in Verbindung gesetzt und dadurch der Fall des Hammers aus beliebiger Höhe eingeleitet werden.

Mittelst des im Kanale *b* eingeschalteten Schiebers *q* kann der Hammer schwebend erhalten werden. Die Stange dieses Schiebers ist um ihre Axe drehbar und mit zwei um 20 Grade gegen einander verstellten Ansätzen *n* versehen; am Zapfen *z* zwischen Kolben und Schubstange dagegen befindet sich ein Daumen. Dreht man die Schieberstange so, dass dieser Daumen einen der Ansätze *o* trifft, so wird entweder beim Aufgange der Schieber *q* mitgehoben, daher der Kanal *b* abgesperrt und der Fall des Hammers gehindert, oder der Schieber abwärts bewegt und der Kanal *b* wieder geöffnet.

Endlich kann auch mittelst des belasteten Ventiles *o* der Fall begrenzt werden; hält man dasselbe während des Aufganges offen und schliesst es beim Niedergange, so wird die Luft ober dem Kolben verdünnt und der Gegendruck der Atmosphäre auf die untere Kolbenfläche hemmt den Fall. Bei zu starker Verdichtung der Luft wirkt *s* als Sicherheitsventil.

Literatur.

Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik enthält eine Theorie der Schmerber'schen und der Friktionshämmer. Ferner sind folgende Aufsätze zu erwähnen:

Ueber die Schmerber'schen H., Dingler's polyt. Journal, 123. Bd., S. 329. Ein ähnlicher von Schwind, „Erfahrungen" 1861, S. 11. Covan's Stempelhammer, Freiberger berg- und hüttenm. Zeitung 1862, 21. Bd., S. 375; dann Civilingenieur, 9. Bd., S. 270. Waterhouse's Fallhammer, Dingler's polyt. Journal, 151. Bd, S. 253. Atmosphärischer Fallhammer von Grimshaw, Polyt. Centralblatt 1865, S. 1550; Vorschlag eines Hammers mit Betrieb durch Pulver, Dingler's polyt. Journal 1869, 193. Bd., S. 356; Riemenhammer v. Künne, Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1870, 14. Bd., S. 751; Theorie der Federhämmer v. Résal, Ann. des mines, 1872, 7. Reihe, 1. Bd., S. 72; Stile's und Parker's Riemenhammer, Dingler's polyt. Journal 1872, 205. Bd., S. 23; Merrill's Friktionshammer, ebendas. 1874, 213. Bd., S. 11; Procter's Federhammer, Uhland's Maschinenconstrukteur 1874, S. 206; Riedinger's Federhammer, Dingler's polyt. Journal 1874, 213. Bd., S. 194; Hotchkiss' Fallhammer, Polyt. Centralblatt 1874, S. 1007; Friktionshammer der Stiles and Parker Press-Company, Dingler's polyt. Journal 1874, 213. Bd., S. 458; verbesserte Federhämmer, Berggeist 1874, Nr. 41; Shaw & Justice's Federhammer, Dingler's polyt. Journal 1874, 214. Bd., S. 429; atmosphärischer Luftfederhammer v. Frisbie, Dingler's polyt. Journal 1875, 215. Bd., S. 397. Die doppelte Schrot-, Luppenbrech- oder Schmiedemaschine von Dietrich, Uhland's Maschinenconstrukteur 1875, 8. Jahrg., S. 337, besteht aus zwei durch Daumen zu hebenden und mit Luftbuffern versehenen Rahmenhämmern.

C. Dampfhämmer.

Soll Dampfkraft zum Betriebe eines Hammers verwendet werden, so liegt die Idee nahe, den Fallblock *b*, Fig. 370, direkt mit der Kolbenstange eines darüber gestellten Cylinders *c* zu verbinden und durch Ein- und Ausströmung von Dampf unter dem Kolben den Hammer abwechselnd heben und wieder auf den Amboss *a* fallen zu lassen. Der Cylinder *c* kann auf dem Gerüste *g*, an welchem die Führungen *e* für den Fallblock befestigt sind, aufgestellt werden.

Die erste Idee zu einer solchen Maschine stammt von Watt, welcher 1874 ein Patent darauf nahm, das jedoch nicht zur Ausführung kam. Später liess sich Deverell das Projekt eines Dampfhammers mit Luftprellung patentiren. Aber erst Nasmyth führte die Erfindung ins Leben, indem nach seinen Zeichnungen der erste Dampfhammer von Schneider in Creuzot erbaut wurde. Seither ist der Dampfhammer, in mannigfaltiger Weise construirt, zu einer namentlich bei der Eisenfabrikation im Grossen stark verbreiteten Maschine geworden, welche nicht nur zur ersten Bearbeitung des Eisens, sondern auch zum Ausschmieden von Gegenständen dient.

In mechanischer Beziehung hat derselbe gegen die anderen Arten von Rahmenhämmern den Vorzug, dass zur Hebung des Hammers ein vollkommen elastischer Körper, der Dampf, benützt, daher der Stoss beim Anhub gänzlich vermieden wird. Die Transmission zwischen Arbeits- und Kraftmaschine fällt weg, wogegen allerdings ein besonderer Dampfcylinder sammt Steuerung nothwendig ist. Handelt es sich indessen um Erzielung starker Schläge, so ist es gerade von Vortheil, den Hammer nicht gemeinschaftlich mit anderen Arbeitsmaschinen betreiben zu lassen, deren Gang dadurch nachtheilig beeinflusst würde; auch erspart die direkte Anordnung das Schwungrad. Durch Aenderungen in der Dampfströmung sind während des Betriebes die Dauer und namentlich auch die Intensität der Schläge sehr leicht zu reguliren. Endlich eignet sich der Dampfhammer allein zur Erzielung grosser Leistungen.

Nach einigen einleitenden Bemerkungen wird im Folgenden die Theorie der Dampfhämmer entwickelt und hierauf das Nothwendige über die Haupttheile derselben auseinandergesetzt. Diese sind: der Dampfcylinder; die Steuerung; der Kolben; der Fallblock; die Führungen; das Hammergerüst; der Amboss und das Fundament.

An die eigentlichen Dampfhämmer schliesst sich noch die Betrachtung der Horizontalhämmer, bei welchen der Fallblock in horizontaler statt vertikaler Richtung bewegt wird.

Systeme der Dampfhämmer. In Bezug auf die Art der Dampfvertheilung sind die ausgeführten Hämmer in verschiedene Gruppen zu theilen. Lässt man unter dem Kolben abwechselnd frischen Dampf zu- und den verbrauchten abströmen, und setzt den Raum ober dem Kolben in beständige Verbindung mit dem Dampfableitungsrohre, so fällt der Block lediglich durch sein Eigengewicht. Statt dessen kann der Niedergang durch frischen, ober dem Kolben eintretenden Dampf beschleunigt werden, welcher entweder nur durch kurze Zeit, wie bei den Nasmyth'schen Hämmern, oder während eines grösseren Theiles des Niederganges auf den Kolben wirkt. Im letzteren Falle hat man es mit einem doppeltwirkenden oder Hammer mit Oberdampf zu thun.

Sowohl der Unter- als der Oberdampf kann mit Expansion wirken, indem man die Einströmung früher aufhören lässt, als die Ausströmung beginnt. Condensation kommt nicht zur Anwendung.

Wesentlich anders als bei gewöhnlichen Dampfmaschinen ist die Dampfvertheilung bei den Hämmern von Türck, Farcot und Daelen. Bei den Hämmern von Türck hat die Kolbenstange einen grösseren Durchmesser; der Raum unter dem Kolben ist beständig mit gespanntem Dampfe gefüllt, während ober dem Kolben abwechselnd Dampf- zu- oder abgeleitet wird. Im ersten Falle geht der Hammer nieder, da die obere wirksame Kolbenfläche grösser ist als die untere; im letzteren wird der Hammer gehoben, da ober dem Kolben blos der abströmende, wenig gespannte Dampf vorhanden ist.

Der Dampfhammer von Daelen hat eine ähnliche Construktion, doch wirkt der Dampf dabei auf andere Art. Um den Hammer zu heben, wird unter dem Kolben frischer Dampf zu-, ober demselben der verbrauchte abgeleitet; um den Niedergang zu bewirken, setzt man die beiden Cylinderenden in Communikation. Dadurch entsteht beiderseits vom Kolben die gleiche Spannung, der Niedergang wird, da die obere Kolbenfläche grösser ist, beschleunigt, der Dampf wirkt jedoch mit Expansion, da sich das freie Cylindervolum durch den Austritt der Kolbenstange vergrössert.

Der Farcot'sche Hammer endlich besitzt die gewöhnliche dünne Kolbenstange; der Raum unter dem Kolben steht in Verbindung mit einem Reservoir, in welchem sich Dampf von der constanten Spannung von 1 Atm. Ueberdruck befindet; ober dem Kolben tritt abwechselnd Dampf von höherer Spannung aus dem Kessel ein und sodann wieder aus, im ersten Falle erfolgt der durch den Ueberdruck von oben be-

schleunigte Niedergang, im letzteren der Anhub durch den Dampf von 1 Atm. Spannung.

Von den letztgenannten Systemen hat nur das von Daelen grössere Verbreitung gefunden.

Obschon unten von der Anordnung der Dampfhämmer näher die Rede ist, soll gleich hier ein Hauptunterschied derselben hervorgehoben werden. Statt nach Fig. 370 den Kolben mit dem Fallblock zu verbinden, kann, wie Fig. 371 andeutet, der Cylinder *c* als Fallblock dienen, daher auf- und niederbewegt werden, und der Kolben eine unveränderliche Stellung erhalten.

Die hohle Kolbenstange ist dabei am Gerüste befestigt und unmittelbar ober dem Kolben mit Oeffnungen versehen, während ihr oberes Ende durch die Steuerung abwechselnd mit dem Dampfzu- und Ableitungsrohre in Verbindung gesetzt wird. Der frische Dampf strömt in den Raum zwischen Kolben und Cylinderdeckel und der Druck gegen letzteren hebt den Hammer; tritt der Dampf aus, so fällt der Cylinder, dessen unterer Theil durch eine Oeffnung mit der äusseren Luft communizirt. Dieses System rührt von Condie. Für die Bestimmung des Cylinderquerschnittes ist es gleichgültig, ob der Dampfdruck gegen den Kolben oder gegen den Cylinderdeckel den Fallblock hebt; allein die Construktion einiger Details ist in beiden Fällen verschieden.

Zahl und Intensität der Schläge. Zur Vergrösserung der Hubzahl kann man die bewegte Masse beim Aufgange gegen einen elastischen Körper stossen lassen. Hiezu dienen Bufferfedern, welche unter dem Träger *v*, Fig. 370, befestigt sind, und gegen welche der Fallblock beim Aufgange schlägt; dieses Mittel ist jedoch fast gänzlich ausser Gebrauch gekommen, da es sich in jeder Beziehung vortheilhafter erweist, den vollkommen elastischen Dampf selbst als Buffer zu benützen. Zu diesem Zwecke steht der Obertheil des Cylinders durch eine Oeffnung in Verbindung mit dem Dampfabflussrohre; diese Oeffnung wird etwas unter dem Cylinderdeckel angebracht, so dass sie gegen Ende des Hubes vom aufsteigenden Kolben verschlossen wird. Der im oberen Cylinderraume enthaltene Dampf wird nun verdichtet, begrenzt den Hub und beschleunigt den Fall, vermehrt daher die Anzahl der in gegebener Zeit ausgeführten Schläge.

Auch der Oberdampf vergrössert die Anzahl der Schläge, indem durch Anwendung desselben der Aufgang gehemmt und der Niedergang beschleunigt, daher die Dauer beider Perioden abgekürzt wird. Macht man ferner die Kolbenfläche im Verhältnisse zum Hammergewicht gross und den Hub klein, so wird, wie leicht einzusehen, ebenfalls eine grössere Geschwindigkeit erzielt. Bei den sogenannten Schnell-

hämmern, welche zur Bearbeitung feiner Eisensorten und zum Ausschmieden kleinerer Gegenstände dienen, sind diese drei Einrichtungen combinirt in Anwendung, so dass die erreichbare Zahl Schläge pr. Minute auf mehrere Hundert gebracht werden kann.

Als Maass für die Intensität der Schläge ist die lebendige Kraft anzusehen, welche der Hammer im Moment des Schlages besitzt; diese ist aber dem Gewicht und dem Quadrat der Endgeschwindigkeit des fallenden Körpers proportional. Die Schläge werden daher verstärkt, wenn das Gewicht des Fallblockes sammt Kolben und Kolbenstange oder das sogenannte Fallgewicht, dann, wenn die Endgeschwindigkeit gross ist. Letztere wächst durch Vergrösserung des Hubes und der Kolbenfläche, und zwar übt letzteres Mittel nicht nur bei Hämmern mit, sondern auch bei solchen ohne Oberdampf, sobald eine Hubbegrenzung durch comprimirten Dampf vorhanden ist, seine Wirkung, indem die grössere beim Aufgange dem Hammer mitgetheilte Arbeit durch den Dampf im oberen Cylinderraum aufgenommen und beim Niedergange wieder zurückgegeben wird.

Handelt es sich nun darum, Schläge von gegebener Stärke zu erzielen, so scheint es vortheilhaft, das Gewicht des Hammers gering zu nehmen, wodurch die Herstellungskosten kleiner werden, und die erforderliche Stärke der Schläge durch grosse Endgeschwindigkeit zu erreichen, welche nebstdem auf grössere Hubzahl pr. Minute führt; daher werden auch die Schnellhämmer, bei welchen es sich eben um eine grosse Zahl Schläge handelt, in dieser Art ausgeführt.

Bei der Bearbeitung grosser Eisenstücke ist jedoch erfahrungsmässig eine grosse Geschwindigkeit nicht im Stande, ein grosses Fallgewicht zu ersetzen. Ist letzteres klein, die Geschwindigkeit gross, so beschränkt sich die Wirkung mehr auf die Oberfläche des Stückes; die vertikalen Aussenflächen desselben werden durch Streckung der oberen Schicht concav, während bei grossem Fallgewicht die Fortpflanzung der Wirkung des Schlages bis in das Innere des Stückes sich dadurch zu erkennen gibt, dass die erwähnten Flächen sich convex gestalten, weil die heissere und daher weichere Schicht im Inneren mehr gestreckt wird.

Es spielt daher bei den Hämmern zur Bearbeitung schwerer Stücke nicht nur die lebendige Kraft, sondern auch das Fallgewicht eine wesentliche Rolle.

Theorie der Dampfhämmer.

Allgemeine Formeln für die vom Dampf produzirte und consumirte Wirkung. Bei Berechnung der Dampfmaschinen wird gegenwärtig fast

durchgehends das Mariotte'sche Gesetz für die Ausdehnung und Verdichtung des Dampfes als gültig angenommen.

Bezeichnet $\mathfrak{A}$ den Druck von 1 Atmosphäre auf die Flächeneinheit, p die absolute Spannung und V das Volumen des zur Wirkung gelangenden Dampfes, so ist

$$\mathfrak{A}\, p\, V$$

die Wirkung, welche derselbe während des Einströmens an den Kolben überträgt, also die Volldruckwirkung. Ebenso gross ist die Arbeit, welche erfordert wird, um ein Volum V Dampf, welcher die Spannung p besitzt, aus dem Cylinder fortzuschieben.

Wirkt ferner der Dampf mit Expansion, und vergrössert sich dabei sein Volum auf das εfache, d. h. ist ε der Expansionsgrad, so produzirt das Dampfvolum V von der anfänglichen Spannung p die Expansionswirkung

$$\mathfrak{A}\, p\, V\, lognat.\, \varepsilon.$$

Ebenso gross ist wieder die Arbeit, welche aufgewendet werden muss, um Dampf zu comprimiren, wobei p die durch Compression entstandene Spannung, V das schliessliche Volum des Dampfes, ε den Compressionsgrad, d. h. das Verhältniss zwischen anfänglichem und schliesslichem Volum bedeuten.

Die Gesammtwirkung, welche der Dampf beim Einströmen und durch Expansion an den Kolben überträgt, ist mithin

$$\mathfrak{A}\, p\, V(1 + log\, \varepsilon).$$

Nach dem Mariotte'schen Gesetze verhalten sich die Spannungen umgekehrt wie die Volume; es ist daher ε zugleich auch das Verhältniss der grösseren zu der kleineren von den beiden Spannungen, welche am Anfange und zu Ende der Expansion oder Compression auftreten. Nach eben diesem Gesetze bleibt während der genannten Volumsänderungen das Produkt aus Spannung und Volum constant; es darf daher statt $p\, V$ auch das Produkt aus der Spannung und dem Volum gesetzt werden, welche der Dampf in einem beliebigen Momente der Expansion oder Compression besitzt.

Hubhöhe, Fallgewicht und Dampfspannung. Diese drei Grössen sind für die Berechnung eines Hammers als gegeben anzusehen. Bei Hämmern, wo der Effekt des Schlages besonders von der Endgeschwindigkeit abhängt, kann man auch die lebendige Kraft festsetzen, welche der Hammer im Momente des Auffallens besitzen soll.

Das Fallgewicht und die Hubhöhe müssen der auszuführenden Arbeit entsprechend gewählt werden. Bei Annahme der Hubhöhe H ist auf die Verminderung Rücksicht zu nehmen, welche dieselbe durch die

Dicke der zu bearbeitenden Eisenstücke erfährt. Man gibt für H die empirische Formel

$$H = 0{\cdot}026\sqrt{G}\text{ Meter},$$

wobei G das Fallgewicht in Kilogrammen bedeutet; man erhält dadurch Resultate, welche bei kleineren Hämmern ziemlich mit der wirklichen Ausführung stimmen, doch ist es durchaus nicht geboten, sich streng an die obige Formel zu halten.

Die Dampfspannung ist in Hüttenwerken, wo der Dampf durch Ueberhitze erzeugt wird, oft stark veränderlich. Man muss bei der Berechnung des Hammers die grösste vorkommende Spannung zu Grunde legen, weil sonst bei einem Steigen der Spannung der Kolben höher als bis H ansteigt, und bei mangelnder Dampfprellung gegen den Cylinderdeckel schlagen kann. Die Kolbenhöhe H_1 aber, bei welcher die Umsteuerung stattfindet (s. die folgenden Berechnungen) muss dann merklich kleiner als H sein, damit bei einem Sinken der Spannung unter den angenommenen Werth der Hammer noch die Höhe H_1 erreicht und im Gange bleibt. Die Cylinderspannung ist gleich $^3/_4$, bei schnell gehenden Hämmern oder langer Dampfleitung gleich $^2/_3$ der Kesselspannung zu setzen.

Die grössten ausgeführten Hämmer sind der in der Hütte zu Perm in Russland mit 50000 Kil. Gewicht, dessen Wirkung überdies noch durch Oberdampf verstärkt wird; der Hammer bei Krupp in Essen von gleichem Gewichte, mit $3{\cdot}16^m$ Hub, jedoch ohne Oberdampf; der Hammer zu Woolwich mit 35500 Kil. Gewicht, $3{\cdot}2^m$ Hub und mit Oberdampf u. s. w. Der grösste Hammer Oesterreichs ist der zu Neuberg mit 17500 Kil. Gewicht und $2{\cdot}7^m$ Hub. — Umgekehrt sinken bei Schnellhämmern das Gewicht bis auf etwa 50 Kil. und der Hub auf wenige Decimeter.

Steuerung. Von der Construktion der Steuerung ist später näher die Rede. Um jedoch das Verständniss der Berechnung der Hämmer zu erleichtern, muss schon hier bemerkt werden, dass nur bei den Schnellhämmern die Umsteuerung, d. i. die Bewegung der zur Dampfvertheilung dienenden Schieber, Ventile, Hähne oder Kolben beim Auf- und Niedergange selbstthätig durch Transmission von dem bewegten Fallblock aus stattfindet. Bei allen schwereren und langsamer arbeitenden Hämmern erfolgt die Umsteuerung nach beendetem Falle in der Regel von Hand, und nur beim Aufsteigen stets selbstthätig, um ein Anschlagen des Kolbens an den Cylinderdeckel zu verhüten, den rechtzeitigen Beginn der etwa gewünschten Expansion zu vermitteln u. s. w.

Dauer eines Schlages. In vielen Fällen ist es wichtig, im Voraus beiläufig die Dauer eines Schlages, daher die Zahl Schläge, welche

pr. Minute ausgeführt werden können, zu ermitteln. Die Gesammtzeit des Auf- und Niederganges zerfällt im Allgemeinen in mehrere Theile, welche abgesondert zu berechnen sind, da wegen der verschiedenen Perioden der Dampfvertheilung die Beschleunigung für die genannten Theile verschieden ausfällt. Ist während eines solchen Abschnittes die Dampfspannung auf beiden Seiten des Kolbens constant, so ist es auch die Beschleunigung oder Verzögerung. Findet jedoch Expansion oder Compression statt, so wird mit der Dampfspannung auch die Beschleunigung veränderlich. Man fehlt indessen wenig bei Berechnung der Zeiten, wenn man für diese Perioden eine mittlere constante Dampfspannung annimmt, welche sich ergibt, wenn man die Expansions- oder Compressionswirkung durch den während derselben zurückgelegten Weg dividirt. Unter dieser Annahme erfolgt die Bewegung in jeder Periode mit einer constanten Beschleunigung

$$\gamma = \frac{g}{G} K,$$

worin g die Acceleration der Schwere, G das Hammergewicht und K die beschleunigende Kraft bedeuten. Bezeichnet ferner c die Anfangs- und v die Endgeschwindigkeit, t die Dauer einer Periode, s den Weg, welchen der Kolben während derselben zurücklegt, so ist

$$v^2 = c^2 + 2\gamma s, \; t = \frac{2s}{c+v}.$$

Gang der Berechnung. Dieser ist im Allgemeinen der folgende. Setzt man die Wirkung, welche der Dampfdruck, eventuell mit Expansion, ferner der atmosphärische Druck auf die Kolbenstange beim Aufgange produzirt, gleich der vom Fallgewichte, der Spannung des abströmenden Dampfes und der Reibung consumirten Arbeit, so erhält man eine Gleichung, aus welcher die Minimal-Kolbenfläche, d. h. diejenige berechnet werden kann, welche der Kolben mindestens erhalten muss, damit die gegebene Hubhöhe wirklich erreicht werde. Bei Annahme dieser Kolbenfläche müsste die Umsteuerung dann stattfinden, wenn der Kolben eben die Höhe H erreicht hat.

Nimmt man nun die Kolbenfläche beliebig grösser an, so wird die Anzahl, bei Oberdampf oder Prellung auch die Stärke der Schläge grösser, der Hammer bewegt sich nach der Umsteuerung noch weiter aufwärts, und stellt man für den Aufgang wieder eine Gleichung auf, welche den Einfluss des Oberdampfes u. s. w. berücksichtigt, so kann aus dieser Gleichung der Theil des Kolbenlaufes berechnet werden, nach welchem die Umsteuerung stattfinden muss, damit der Hammer den gegebenen Hub nicht überschreite.

Zieht man endlich für den Niedergang die consumirten Wirkungen von den produzirten ab, so ergibt sich der Effekt des Schlages; oder nimmt man diesen beliebig an, so kann aus der Gleichung für den Niedergang die Kolbenfläche O, und sodann wie früher aus der Gleichung für den Aufgang die Höhe ermittelt werden, nach welcher die Umsteuerung stattfinden muss.

Zum Schlusse kann man in der früher angegebenen Art die Zeit eines Schlages bestimmen.

Bezeichnungen. In den nun anzustellenden Berechnungen ist die Mehrzahl der vorkommenden Grössen durchaus gleich, und zwar auf folgende Art bezeichnet:

G das Fallgewicht;
H die Hubhöhe;
R der Reibungswiderstand;
O die ganze Kolbenfläche;
rO die Kolbenfläche nach Abzug des Kolbenstangenquerschnittes, daher $(1-r)\,O$ der Querschnitt der Kolbenstange;
$\mathfrak{A} = 10333$ Kil. der Druck von 1 Atmosphäre auf die Flächeneinheit;
p die absolute Dampfspannung in Atmosphären;
p' die Spannung des abströmenden Dampfes in Atmosphären;
ε der Expansionsgrad des Unterdampfes;
E die lebendige Kraft des Hammers im Moment des Schlages, oder der Effekt des Schlages in Kil.-Metern;
m der Dampfverbrauch in Kub.-Metern;
δ das Gewicht von 1 Kub.-Meter Dampf von der Spannung p;
e die reine Leistung von 1 Kil. Dampf in Kil.-Metern;
$g = 9{\cdot}8088^{m}$ die Acceleration der Schwere;
g_1, g_2 . . . die Beschleunigungen und
v_1, v_2 . . . die Endgeschwindigkeiten des Hammers für die einzelnen Perioden eines Auf- und Niederganges;
t_1, t_2 . . . die Dauer dieser Perioden in Sekunden;
T die Gesammtdauer eines Hubes in Sekunden.

Für $p =$	2	2·5	3	3·5	4	4·5	5
ist $\delta =$	1·167	1·439	1·708	1·974	2·237	2·498	2·757.

Besitzt der Hammer eine ober dem Kolben fortgesetzte Kobenstange, so ist unter O die obere ringförmige Kolbenfläche, unter r das Verhältniss der unteren ringförmigen Kolbenfläche zu dem eben genannten Werthe von O zu verstehen. Der Luftdruck auf den Querschnitte der oberen und auf einen ebenso grossen Theil des Querschnittes der unteren Kolbenstange heben sich nämlich gegenseitig auf, so dass bei allen folgenden Berechnungen der Fall derselbe ist, als ob

die obere Kolbenstange fehlen würde und der Querschnitt der unteren nur der Differenz der beiden Kolbenstangen-Querschnitte gleich käme.

Für die Gewichte und Längen sind durchaus Kilogramm und Meter die Einheiten.

Berechnung der Hammer ohne Oberdampf und Prellung.

Bei Berechnung dieser Hämmer ist der Allgemeinheit wegen anzunehmen, dass der Dampf mit Expansion wirke. Der Obertheil des Cylinders steht durch einen Kanal mit dem Ausblaserohre in Verbindung, so dass sich beim Niedergange der Raum ober dem Kolben mit abgeblasenem Dampf füllt, welcher beim Aufgange wieder austritt.

Die Regulirung der Stärke und Dauer der Schläge erfolgt durch Aenderung der Admission, welche eine Aenderung der Spannung im Cylinder zur Folge hat; durch Umsteuerung von Hand, bevor der Kolben seinen normalen Weg aufwärts beendet hat; durch Umsteuerung von Hand, bevor der Hammer den Niedergang beendet hat; zuweilen ist endlich auch eine Vorrichtung angebracht, um die selbstthätige Umsteuerung beim Aufgange früher oder später eintreten zu lassen. Es soll der Einfluss dieser Aenderungen, sowie der Vergrösserung der Kolbenfläche über ihren Minimalwerth im Folgenden besonders untersucht werden.

Kolbenfläche. Um diese zu ermitteln, muss für den Aufgang des Hammers eine Gleichung aufgestellt werden. Der Eintritt des Dampfes werde nach dem Kolbenlauf h_1 abgesperrt, so ist mit Rücksicht auf die oben angegebenen Bezeichnungen das zur Wirksamkeit gelangende Dampfvolum von der Spannung p

$$V = r\,O\,h_1$$

oder da

$$\varepsilon = \frac{H}{h_1},\quad h_1 = \frac{H}{\varepsilon} \text{ ist,}$$

$$V = r\,O\,\frac{H}{\varepsilon}.$$

Nach dem Vorigen ergibt sich nun die vom Dampf beim Aufgange an das Fallgewicht übertragene Wirkung

$$(1)\quad \ldots\ldots \mathfrak{A}\,p\,V(1+\log\varepsilon) = \mathfrak{A}\,r\,O\,H\,p\,\frac{1+\log\varepsilon}{\varepsilon} = \mathfrak{A}\,r\,O\,H\,\beta\,p,$$

wenn der Kürze wegen

$$(2)\quad \ldots\ldots\ldots \beta = \frac{1+\log\varepsilon}{\varepsilon}$$

gesetzt wird.

Der Luftdruck auf den Kolbenstangen-Querschnitt $(1 - r)\,O$ produzirt die Wirkung

(3) . . . . . $\mathfrak{A}\,(1-r)\,O\,H$;

die Summe der produzirten Wirkungen ist daher

$$\mathfrak{A}\,O\,H\,(r\,\beta\,p + 1 - r) = \mathfrak{A}\,O\,H\,[r\,(\beta\,p - 1) + 1].$$

Die Spannung p' des abströmenden Dampfes ober dem Kolben ist etwas grösser als die atmosphärische, da ein gewisser Ueberdruck $p' - 1$ nothwendig ist, um die Widerstände im Dampfableitungsrohre zu überwinden. Die Spannung p' consumirt aber auf dem Wege H die Wirkung

$$\mathfrak{A}\,O\,p'\,H.$$

Nebstdem erfordern noch die Reibung R und das Fallgewicht G die Arbeit

$$(G + R)\,H,$$

die Summe der consumirten Wirkungen ist daher

(4) . . . . . $\mathfrak{A}\,O\,p'\,H + (G + R)\,H,$

und zieht man diese von der obigen Summe der produzirten Wirkungen ab, so folgt, da beide Summen gleich sein müssen,

$$\mathfrak{A}\,O\,H\,[r\,(\beta\,p - 1) + 1 - p'] - (G + R)\,H = 0,$$

und hieraus erhält man den Werth von O. Dieser ist jedoch der geringste zulässige; es muss daher

(5) . . . . . $O \geqq \dfrac{G + R}{\mathfrak{A}\,[r\,(\beta\,p - 1) + 1 - p']}$ sein.

Länge des Kolbenweges bis zur Umsteuerung. Hat man O grösser als den Minimalwerth gewählt, so wird der Hammer im Momente der Umsteuerung noch eine gewisse lebendige Kraft besitzen; soll daher der Hub H nicht überschritten werden, so muss die Umsteuerung schon nach einem Kolbenlauf H_1, welcher kleiner als H ist, stattfinden. Zur Berechnung von H_1 ist eine der geänderten Einrichtung entsprechende neue Gleichung für den Aufgang nothwendig.

Auf dem Wege H_1 produzirt der Dampf eine Arbeit, für welche analog zu (1) der Ausdruck

$$\mathfrak{A}\,r\,O\,H_1\,\beta\,p$$

gilt. Auf dem Wege $H - H_1$ wirkt unter dem Kolben die Spannung p' des abströmenden Dampfes, welche die Arbeit

$$\mathfrak{A}\,r\,O\,(H - H_1)\,p'$$

produzirt; endlich ergibt sich aus dem Luftdruck auf die Kolbenstange wie unter (3) der Betrag

$$\mathfrak{A}\,(1 - r)\,O\,H.$$

Addirt man diese drei Grössen, so erhält man die ganze dem Hammer mitgetheilte Arbeit gleich

$$\mathfrak{A}\, O\,[H_1\, r\,(\beta\, p - p') + H\,(r\,p' + 1 - r)].$$

Die consumirte Wirkung ist wie früher unter (4)

$$\mathfrak{A}\, O\, p'\, H + (G + R)\, H,$$

und zieht man dieselbe von der produzirten ab, so wird

$$\mathfrak{A}\, O\,[H_1\, r\,(\beta\, p - p') - H\,(p' - 1)\,(1 - r)] - (G + R)\, H = 0,$$

und hieraus folgt die Höhe H_1, nach welcher der Dampfaustritt unter dem Kolben beginnen muss,

$$(6) \quad \ldots \quad H_1 = H\,\frac{G + R + \mathfrak{A}\, O\,(p' - 1)\,(1 - r)}{\mathfrak{A}\, O\, r\,(\beta\, p - p')}.$$

Setzt man in dieser Gleichung $H_1 = H$, so ergibt sich daraus, wie leicht einzusehen, der unter (5) gefundene Minimalwerth der Kolbenfläche O.

Effekt des Schlages. Beim Niedergange wird durch das Fallgewicht G abzüglich der Reibung R dem Hammer die Arbeit

$$(G - R)\, H$$

mitgetheilt. Der Dampf strömt aus dem unteren Cylinderraum ins Freie, zum Theil in den Raum ober dem Kolben. Wegen der Hindernisse dieses Ueberströmens kann man die Spannung unter dem Kolben um $p' - 1$ grösser als ober demselben annehmen und wegen der geringen Unterschiede gegen den atmosphärischen Druck den Einfluss des Kolbenstangen-Querschnittes vernachlässigen, daher die consumirte Arbeit gleich

$$\mathfrak{A}\, O\, H\,(p' - 1)$$

setzen. Der Effekt des Schlages wird somit

$$(7) \quad \ldots \quad E = [G - R - \mathfrak{A}\, O\,(p' - 1)]\, H.$$

Dauer eines Schlages. Diese lässt sich in vier Perioden zerlegen: in die der Volldruckwirkung, der Expansion und der Ausströmung unter dem Kolben beim Aufgange, dann die Periode des Niederganges.

a) In der ersten Periode ist der Dampfdruck auf den Kolben

$$\mathfrak{A}\, r\, O\, p,$$

der Luftdruck auf die Kolbenstange

$$\mathfrak{A}\,(1 - r)\, O,$$

der Widerstand des Hammergewichtes, der Reibung und der Spannung des abströmenden Dampfes

$$\mathfrak{A}\, O\, p' + G + R,$$

mithin die beschleunigende Kraft

$$K_1 = \mathfrak{A}\, O\,(p\, r - r + 1 - p') - (G + R)$$

und die Beschleunigung (vergl. S. 343)

$$(8) \quad \ldots \quad g_1 = \frac{g}{G}\left[\mathfrak{A}\, O\,(p\,r - r + 1 - p') - (G + R)\right].$$

Ferner ist die Anfangsgeschwindigkeit gleich Null, der zurückgelegte Weg

$$h_1 = \frac{H_1}{\varepsilon},$$

mithin, zufolge der auf S. 343 angegebenen allgemeinen Ausdrücke, die Endgeschwindigkeit v_1 und die Zeit t_1,

$$(9) \quad \ldots \ldots \quad v_1^2 = 2 g_1 \frac{H_1}{\varepsilon}, \; t_1 = \frac{2 H_1}{\varepsilon v_1}.$$

b) Die zweite Periode unterscheidet sich dadurch von der ersten, dass an Stelle der constanten Spannung p die veränderliche Expansionsspannung tritt. Für diese soll ein Mittelwerth p_m eingeführt werden, der constant wirkend gedacht, dieselbe Arbeit wie die Expansionsspannung leisten würde. Die durch Expansion produzirte Wirkung ist

$$\mathfrak{A}\, p\, V \log \varepsilon = \mathfrak{A}\, r\, O\, p\, \frac{H_1}{\varepsilon} \log \varepsilon;$$

da der in dieser Periode zurückgelegte Weg

$$H_1 - h_1 = H_1 - \frac{H_1}{\varepsilon} = H_1 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$$

ist, so ist bei der angenommenen Bedeutung von p_m die Expansionsarbeit auch gleich

$$\mathfrak{A}\, r\, O\, p_m\, H_1 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},$$

und vergleicht man diesen Ausdruck mit dem vorigen, so ergibt sich

$$p \frac{\log \varepsilon}{\varepsilon} = p_m \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},$$

$$(10) \quad \ldots \ldots \ldots \quad p_m = p \frac{\log \varepsilon}{\varepsilon - 1}.$$

Nun folgt die Beschleunigung g_2 dieser Periode, indem man in (8) p_m statt p einsetzt,

$$(11) \quad \ldots \quad g_2 = \frac{g}{G}\left[\mathfrak{A}\, O\,(p_m\, r - r + 1 - p') - (G + R)\right].$$

Die Anfangsgeschwindigkeit ist v_1, der zurückgelegte Weg wurde oben ausgedrückt, daher erhält man die Endgeschwindigkeit v_2

$$v_2^2 = v_1^2 + 2 g_2 H_1 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$$

oder wegen (9)

$$(12) \quad \ldots \ldots \begin{cases} v_2^2 = 2\,\frac{H_1}{\varepsilon}\,[g_2\,(\varepsilon - 1) + g_1] \text{ und} \\ t_2 = \frac{2\,H_1}{v_1 + v_2}\,\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}. \end{cases}$$

c) In der dritten Periode ist die Anfangsgeschwindigkeit v_2, die Endgeschwindigkeit Null, der zurückgelegte Weg $H - H_1$, mithin die Dauer dieser Periode

$$(13) \quad \ldots \ldots \ldots \quad t_3 = \frac{2\,(H - H_1)}{v_2}.$$

d) In der vierten Periode, während des Falles, sind Kraft und Widerstand constant und man erhält die beschleunigende Kraft K_4, indem man die durch (7) gegebene lebendige Kraft E durch den Weg H dividirt; es ergibt sich

$$K_4 = \frac{E}{H},$$

die Beschleunigung

$$g_4 = \frac{g}{G}\,\frac{E}{H},$$

ferner, da die Anfangsgeschwindigkeit Null, der Weg gleich H ist, die Endgeschwindigkeit v_4 und Zeit t_4

$$(14) \quad \ldots \ldots \begin{cases} v_4^2 = 2\,g_4\,H = 2\,g\,\frac{E}{G} \\ t_4 = \frac{2\,H}{v_4} = H\sqrt{\frac{2\,G}{g\,E}}. \end{cases}$$

Nimmt man die Zeit zwischen zwei auf einander folgenden Huben, d. i. die Zeit, während welcher der Hammer auf der Unterlage ruht, so klein an, dass sie vernachlässigt werden kann, so ergibt sich die Zahl der pr. Minute ausführbaren Schläge

$$n = \frac{60}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}.$$

Dampfverbrauch. Das pr. Hub verbrauchte Volum Dampf von der Spannung p ist, abgesehen von Verlusten,

$$(15) \quad \ldots \ldots \ldots \quad m = r\,O\,\frac{H_1}{\varepsilon},$$

und die Leistung e, welche durch 1 Kilogramm Dampf erzielt wird,

$$(16) \quad \ldots \ldots \ldots \quad e = \frac{E}{m\,\delta}.$$

Formeln zur Berechnung. Der Durchmesser der Kolbenstange wird bei Hämmern ohne Oberdampf gleich $^1/_{10}$ bis $^1/_6$ des Cylinderdurchmessers, daher der Querschnitt derselben gleich $^1/_{100}$ bis $^1/_{36}$ von O genommen. Hiemit folgt

$$r = 0{\cdot}99 \text{ bis } 0{\cdot}97;$$

behält man den letzteren Werth für r bei, so geht man stets sicher genug.

Die Spannung des abströmenden Dampfes kann

$$p' = 1{\cdot}1 \text{ Atm.},$$

die Reibung R des Kolbens und der Kolbenstange in der Stopfbüchse

$$R = 0{\cdot}08\, G$$

genommen werden. Expansion wird stets nur in geringem Grade angewendet, weil die mit derselben verbundene Vergrösserung des Kolbendurchmessers wegen der starken Erschütterungen für die Festigkeit des Kolbens und der Stange nachtheilig ist, auch der Cylinder grössere Dimensionen erhält. In der Ausführung dürfte kein grösserer Werth als $\varepsilon = 2$ vorkommen.

Durch Einsetzung der obigen Werthe und von $\mathfrak{A} = 10333$, $g = 9{\cdot}8088$ erhält man die nachstehenden Ausdrücke, in welchen die Grössen die auf S. 344 angegebene Bedeutung besitzen; H_1 ist der Kolbenweg, nach welchem die Ausströmung unter dem Kolben beginnen muss, β und p_m sind Hilfsgrössen.

Für $\varepsilon =$	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	$\frac{7}{4}$	2
wird $\beta =$	1	0·937	0·891	0·847
und $p_m =$	$0{\cdot}892\,p$	$0{\cdot}811\,p$	$0{\cdot}746\,p$	$0{\cdot}693\,p$;

ferner hat man

$$O > \frac{G}{9280\,(\beta p - 1{\cdot}103)}$$

$$H_1 = H - \frac{G + 28{\cdot}8\,O}{9280\,O\,(\beta p - 1{\cdot}1)}$$

$$E = 0{\cdot}92\,H\,(G - 1120\,O)$$

$$g_1 = 10{\cdot}6\left[\frac{9280\,O}{G}\,(p - 1{\cdot}103) - 1\right]$$

$$g_2 = 10{\cdot}6\left[\frac{9280\,O}{G}\,(p_m - 1{\cdot}103) - 1\right]$$

$$v_1 = \sqrt{2\,g_1\,\frac{H_1}{\varepsilon}},\quad v_2 = \sqrt{2\,[g_2\,(\varepsilon - 1) + g_1]\,\frac{H_1}{\varepsilon}}$$

$$t_1 = \frac{2\,H_1}{v_1\,\varepsilon},\ t_2 = \frac{2\,H_1}{v_1 + v_2}\,\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},\ t_3 = \frac{2\,(H - H_1)}{v_2},$$

$$t_4 = 0{\cdot}45\,H\sqrt{\frac{G}{E}}$$

$$m = 0{\cdot}97\,O\,\frac{H_1}{\varepsilon},\ e = \frac{E}{m\,\delta}.$$

Beispiel. Es sei das Hammergewicht $G = 1120$ Kil., der Hub $H = 1^m$, die Dampfspannung $p = 3$ Atm. und der Expansionsgrad $\varepsilon = 2$.

Hiefür wird

$$\beta = 0{\cdot}847,\ p_m = 0{\cdot}693\,p = 2{\cdot}08,$$

und man erhält den Minimalwerth der Kolbenfläche

$$O = 0{\cdot}0838 \text{ Quadratmeter.}$$

Nimmt man statt dessen

$$O = 0{\cdot}11 \text{ Quad.-Met.,}$$

für welchen Werth der Kolbendurchmesser gleich $0{\cdot}374^m$ wird, so erhält man

$$H_1 = 0{\cdot}76^m,$$

es muss daher der Dampfaustritt unter dem Kolben durch die Steuerung nach $0{\cdot}76^m$ Kolbenlauf geöffnet werden, während der weitere Weg von $1 - 0{\cdot}76 = 0{\cdot}24^m$ durch die erlangte lebendige Kraft zurückgelegt wird. Der Beginn der Expansion ist bei dem Kolbenlauf $h_1 = \frac{H_1}{\varepsilon} = 0{\cdot}38^m$ einzuleiten.

Ferner ergibt sich der Effekt des Schlages

$$E = 917 \text{ Kil.-Meter,}$$

also wegen der angenommenen Widerstände kleiner als $G\,H = 1120$ Kil.-Meter, welcher Werth sich ohne Nebenhindernisse einstellen würde. Sodann folgen die Beschleunigungen

$$g_1 = 7{\cdot}72,\ g_2 = -1{\cdot}17,$$

in der Expansionsperiode tritt also schon eine Verzögerung der Bewegung ein. Die Endgeschwindigkeiten werden

$$v_1 = 2{\cdot}42,\ v_2 = 2{\cdot}23,$$

die Geschwindigkeit nimmt also in der Expansionsperiode wegen der geringen Verzögerung nur wenig ab. Nun erhält man die Dauer der Perioden eines Hubes

$$t_1 = 0{\cdot}31,\ t_2 = 0{\cdot}16,\ t_3 = 0{\cdot}22,\ t_4 = 0{\cdot}50,$$

daher die ganze Dauer eines Hubes gleich 1·19 Sekunden und die Hubzahl pr. Minute

$$n = \frac{60}{1{\cdot}19} = 50$$

wird. Der Dampfverbrauch pr. Hub ist

$$m = 0{\cdot}0405 \text{ Kub.-Meter}$$

und die Leistung von 1 Kil. Dampf, da dieser bei 3 Atm. absoluter Spannung das spezifische Gewicht $\delta = 1{\cdot}7$ besitzt,

$$e = 13300 \text{ Kil.-Meter.}$$

Einfluss der Vergrösserung der Kolbenfläche. Um den Einfluss einer Vergrösserung der Kolbenfläche zu erkennen, kann man die im Vorigen entwickelten Formeln zur Berechnung mit denjenigen vergleichen, welche sich unter Beibehaltung der Minimal-Kolbenfläche ergeben würden. Im letzteren Falle wird $H_1 = H$, der Hubwechsel erfolgt im Momente der Umsteuerung; der Effekt E des Schlages wird nur wenig vergrössert, weil der Niedergang stets in gleicher Art durch das Eigengewicht beschleunigt ist, und nur der geringe Ueberdruck des Dampfes unter dem Kolben die Bewegung bei grösserer Kolbenfläche etwas mehr verzögert. Aus diesem Grunde muss auch der Dampfverbrauch nahe gleich bleiben, und blos die Dauer des Hubes wird bei kleiner Kolbenfläche grösser. Am einfachsten ist dies durch Berechnung des vorigen Beispieles unter Annahme der Minimal-Kolbenfläche nachzuweisen.

Beispiel. Sei wie früher $G = 1120$ Kil., $H = 1^m$, $p = 3$ Atm., $\varepsilon = 2$, so wird auch $\beta = 0{\cdot}847$ und $p_m = 2{\cdot}08$, die Minimal-Kolbenfläche $O = 0{\cdot}0838$ Quad.-Meter. Behält man diese bei, so ergibt sich $H_1 = H$,

$$E = 943 \text{ Kil.-Meter}, \quad m = 0{\cdot}0406, \quad e = 13700 \text{ Kil.-Meter},$$

alle drei Grössen gegen früher nur wenig verschieden. Dagegen wird nun

$$g_1 = 3{\cdot}38, \quad g_2 = -3{\cdot}38,$$

in der zweiten Periode ist also die mittlere Verzögerung gleich der Beschleunigung in der ersten, weil die Expansion eine 2fache, daher der Weg des Kolbens in der Volldruckperiode ebenso gross als in der Expansionsperiode ist, und die in der ersteren dem Fallgewicht mitgetheilte lebendige Kraft in der zweiten wieder aufgezehrt wird. Sodann wird

$$v_1 = 1{\cdot}84, \quad v_2 = 0$$

$$t_1 = 0{\cdot}54, \quad t_2 = 0{\cdot}54, \quad t_3 = 0, \quad t_4 = 0{\cdot}49,$$

die Gesammtdauer des Schlages 1·57 Sek., die Zahl der Schläge

$$\frac{60}{1{\cdot}57} = 38,$$

also bedeutend geringer als früher.

Einfluss der Spannungsänderung beim Betrieb. Es sei für einen Hammer die Kolbenfläche entsprechend grösser als der Minimalwerth angenommen worden. Nun sinke beim Betrieb die Spannung unter den der Berechnung zu Grunde gelegten Werth p, oder sie werde absichtlich durch Sperrung der Admission herabgesetzt; es frägt sich, in welcher Art der Betrieb dadurch geändert wird.

Offenbar gibt es eine Minimalspannung, bei welcher der Hammer überhaupt noch im Gange bleibt, und zwar ist dies jene Spannung, bei welcher der Kolben eben noch bis zur Höhe H_1, wo die Umsteuerung stattfindet, aufsteigt, bei welcher also der Hub des Hammers

$$H = H_1$$

wird. Man erhält diese Spannung, welche kleiner als die bei der

Berechnung angenommene ausfallen muss, indem man S. 350 in der Gleichung

$$H_1 = H\frac{G + 28{\cdot}8\,O}{9280\,O\,(\beta p - 1{\cdot}1)}$$

die Grösse $H = H_1$ setzt und sodann p bestimmt Hiemit folgt die kleinste Spannung

$$(17) \quad \ldots\ldots\ldots p = \frac{1}{\beta}\left(\frac{G}{9280\,O} + 1{\cdot}103\right).$$

Da p kleiner wird, nimmt auch p_m ab; ferner wird in den Formeln S. 350 E kleiner, da H auf den geringeren Werth H_1 sinkt, ebenso auch g_1 und g_2, so dass die Dauer des Hubes wächst, ungeachtet dessen Höhe abnimmt.

Beispiel. Für die auf S. 351 gegebenen Werthe erhält man unter Voraussetzung, dass $H = H_1 = 0{\cdot}76^m$ sei, aus (17)

$$p = 2{\cdot}6 \text{ Atm.}$$

als kleinste Spannung, bei welcher der Hammer noch im Gange bleibt. Für diesen Werth von p ergibt sich nach den Formeln S. 350

$$p_m = 0{\cdot}693\,p. = 1{\cdot}80,$$
$$E = 697 \text{ Kil.-Meter}$$

kleiner als früher; dann

$$g_1 = 3{\cdot}9,\ g_2 = -3{\cdot}9,$$
$$v_1 = 1{\cdot}72,\ v_2 = 0,$$
$$t_1 = 0{\cdot}88,\ t_2 = 0{\cdot}88,\ t_3 = 0,\ t_4 = 0{\cdot}43,$$

die Gesammtdauer eines Schlages gleich 2·19 Sekunden, mithin erheblich grösser als bei der normalen Spannung von 3 Atm., wo dieselbe 1·19 Sekunden betrug.

Einfluss der Aenderung in der Umsteuerung. Wird vor Beendung des normalen Hubes von Hand umgesteuert, so vermindert sich die Hubhöhe, daher die Schläge schwächer werden und kürzere Zeit in Anspruch nehmen. Von der Schnelligkeit, mit welcher der Steuerungshebel dabei bewegt wird, hängt es ab, in welchem Grade der Dampf auch mit Expansion wirkt. Ebenso wird durch Umsteuern vor beendetem Niedergange Gegendampf gegeben, der Schlag geschwächt.

Rechnungsmässig lässt sich der Fall erörtern, wo bei der Steuerung eine Vorrichtung angebracht ist, um die selbstthätige Bewegung des Vertheilungsschiebers oder Ventiles u. s. w. früher als beim normalen Gange eintreten zu lassen.

Die Anwendung dieser Vorrichtung hat eine Verminderung der Höhe H_1 zur Folge; um ebenso viel als diese nimmt aber bei den bestehenden Einrichtungen auch der Kolbenlauf h_1, bei welchem die Expansion beginnt, ab, so dass sich das Verhältniss von H_1 zu h_1, d. i. der Expansionsgrad ε und der Faktor β, sowie p_m ändern.

Führt man die geänderten Werthe von H_1, ε, β und p_m in den

Formeln S. 350 ein, so ergeben sich die entsprechenden Betriebsverhältnisse; aus der Gleichung für H_1 erhält man insbesondere

$$H = H_1 \frac{9280\, O\, (\beta p - 1{\cdot}1)}{G + 28{\cdot}8\, O}$$

als die Höhe, auf welche der Hammer nunmehr ansteigt.

Das folgende Beispiel zeigt, dass durch Verminderung von H_1 die Hubhöhe H und der Effekt, sowie die Dauer des Schlages abnehmen.

Beispiel. Es werde in dem S. 351 berechneten Beispiele H_1 von 0·76 auf 0·633^m, also um 0·127^m vermindert, so sinkt auch der dort angegebene Werth h_1 auf

$$h_1 = 0{\cdot}38 - 0{\cdot}127 = 0{\cdot}253^m,$$

mithin wird der neue Expansionsgrad gleich

$$\frac{0{\cdot}633}{0{\cdot}253} = 2{\cdot}5.$$

Setzt man nun $H_1 = 0{\cdot}633^m$, $\varepsilon = 2{\cdot}5$, so ergibt sich zuerst nach (2) und (10)

$$\beta = 0{\cdot}767,\ p_m = 0{\cdot}611\, p = 1{\cdot}833 \text{ Atm.},$$

ferner wird nach obiger Formel die Hubhöhe

$$H = 0{\cdot}644^m,$$

also bedeutend kleiner als der normale Werth von 1^m; dann nach S. 350

$$E = 591 \text{ Kil.-Meter}$$

statt 917 wie beim vollen Hub;

$$g_1 = 7{\cdot}72,\ g_2 = -3{\cdot}55,$$
$$v_1 = 2{\cdot}00,\ v_2 = 1{\cdot}10,$$
$$t_1 = 0{\cdot}25,\ t_2 = 0{\cdot}25,\ t_3 = 0{\cdot}02,\ t_4 = 0{\cdot}40,$$

die Gesammtdauer des Schlages gleich 0·92 Sek. gegen 1·19 im früheren Falle.

Hämmer ohne Expansion. Soll der Dampf ohne Expansion wirken, so ist in den Formeln S. 350 $\varepsilon = 1$, daher wegen (2) auch $\beta = 1$ zu setzen. Bezüglich der Hubdauer bleibt die zweite, d. i. die Expansionsperiode weg, daher die Ausdrücke für g_2, v_2 und t_2 entfallen; in dem Ausdruck für t_3, welcher sich auf den nach erfolgter Umsteuerung zurückgelegten Kolbenweg bezieht, ist statt v_2 die Endgeschwindigkeit der vorigen Periode, also v_1 zu setzen. Hiemit ergeben sich folgende Formeln, in welchen die Grössen die auf S. 344 angegebene Bedeutung besitzen:

$$O > \frac{G}{9280\,(p - 1{\cdot}103)},$$

$$H_1 = H \frac{G + 28{\cdot}8\, O}{9280\, O\, (p - 1{\cdot}1)},$$

$$E = 0{\cdot}92\,(G - 1120\, O)\, H,$$

$$g_1 = 10{\cdot}6 \left[\frac{9280\, O}{G}(p - 1{\cdot}103) - 1\right],$$

$$v_1 = \sqrt{2\, g_1\, H_1},$$

$$t_1 = \frac{2 H_1}{v_1},\ t_3 = \frac{2 (H - H_1)}{v_1},\ t_4 = 0{\cdot}45\, H \sqrt{\frac{G}{E}},$$

$$m = 0{\cdot}97\, O\, H_1,\ s = \frac{E}{m \delta}.$$

Die Dauer des Schlages besteht nur mehr aus drei Perioden; auf die erste, die der Einströmung, beziehen sich die Grössen g_1, v_1 und t_1; auf die zweite, die des Endlaufes des Kolbens, unter welchem der Dampf bereits ausströmt, t_3, und auf die dritte, den Fall des Hammers, die Grösse t_4.

Die Annahme der Minimal-Kolbenfläche O ist hier nicht zulässig, daher auch in der Gleichung für O nur das Zeichen $>$ gesetzt. Bei der genannten Kolbenfläche wäre nämlich, da keine Expansion stattfindet, mithin der Dampfdruck auf dem ganzen Kolbenlauf constant ist, dieser Druck dem Widerstand gleich, daher der Hammer gar nicht aufsteigen würde. In der That ergibt sich, wenn man den Minimalwerth von O in den Ausdruck für g_1 einführt, $g_1 = 0$. Hieraus ist schon ersichtlich, und ergibt sich auch aus dem unten durchgeführten Beispiele, dass bei Verminderung der Kolbenfläche die Dauer eines Schlages zunimmt.

Aus demselben Grunde kommt der Hammer nicht mehr in Gang, wenn die Minimalspannung, welche sich nach (17)

$$(18) \quad \ldots\ldots\ldots p = \frac{G}{9280\, O} + 1{\cdot}103$$

ergibt, eintritt; setzt man nämlich diesen Werth in den Ausdruck für g_1, so erhält man wieder $g_1 = 0$. Bei Abnahme der Spannung im Betrieb wird die Hubdauer grösser, und wegen des verminderten Hubes der Effekt des Schlages kleiner.

Die Verminderung der Höhe H_1 hat denselben Einfluss wie früher.

Aus dem unten angestellten Vergleich gegen einen mit Expansion wirkenden Hammer endlich ergibt sich, dass für diesen, wenn die Kolbenfläche, daher der Dampfverbrauch in gleichem Verhältnisse über den Minimalwerth gesteigert werden, die Kolbenfläche grösser, dagegen Dampfverbrauch und Hubdauer kleiner ausfallen.

Beispiel. Es sei wie früher $G = 1120$ Kil., $H = 1^m$, $p = 3$ Atm. Es ergibt sich die kleinste Kolbenfläche

$$O = 0{\cdot}0636 \text{ Quadratmeter.}$$

In dem Beispiel S. 351 für Hämmer mit Expansion wurde diese Fläche von 0·0838 auf 0·11 gesteigert; behält man diese Vergrösserung bei, setzt also

$$O = \frac{0{\cdot}11}{0{\cdot}0838}\, 0{\cdot}0636 = 0{\cdot}0835 \text{ Quad.-Meter},$$

so ergibt sich der Durchmesser gleich $0{\cdot}326^m$ gegen $0{\cdot}374^m$ beim Hammer mit Expansion. Ferner wird

$$H_1 = 0{\cdot}76^m, \; E = 944,$$

beide Grössen nahe wie früher, ferner

$$g_1 = 3{\cdot}318, \; v_1 = 2{\cdot}25,$$
$$t_1 = 0{\cdot}67, \; t_2 = 0{\cdot}21, \; t_4 = 0{\cdot}49,$$

die Gesammtdauer des Schlages gleich 1·37, die Zahl Schläge

$$\frac{60}{1{\cdot}37} = 44$$

gegen 51 beim Hammer mit Expansion. Endlich wird

$$m = 0{\cdot}0616, \; e = 9020,$$

daher der Dampfverbrauch bedeutend grösser als früher. —

Wählt man eine kleinere Kolbenfläche, z. B. $O = 0{\cdot}07$ Quad.-Meter, so wird

$$H_1 = 0{\cdot}909, \; E = 958,$$
$$g_1 = 1{\cdot}07, \; v_1 = 1{\cdot}40,$$
$$t_1 = 1{\cdot}30, \; t_2 = 0{\cdot}13, \; t_4 = 0{\cdot}48,$$

daher die Gesammtdauer 1·91 Sek., bedeutend grösser als bei der grossen Kolbenfläche.

Die Minimalspannung wäre nach (18) $p = 2{\cdot}55$. Nimmt man an, dass die Spannung beim Betrieb vom Normalwerth von 3 auf 2·7 Atm. sinke, so lässt sich aus der Formel S. 354 für H_1, welche Grösse ungeändert bleibt, die Höhe H ermitteln, auf welche der Hammer nun ansteigt; man erhält

$$H = 0{\cdot}84^m.$$

Ferner wird

$$E = 793;$$
$$g_1 = 1{\cdot}1, \; v_1 = 1{\cdot}29,$$
$$t_1 = 1{\cdot}18, \; t_2 = 0{\cdot}12, \; t_4 = 0{\cdot}45,$$

daher die Hubdauer gleich 1·75, wieder bedeutend grösser als bei der normalen Spannung von 3 Atm.

Berechnung der Hämmer ohne Oberdampf und mit Prellung.

Die Einrichtung dieser Hämmer ist folgende. Während eines Kolbenlaufes h_1, Fig. 372, findet Einströmung, dann bis zur Höhe H_1 Expansion statt; bei dieser Höhe H_1 wird eine Oeffnung, welche vom Obertheile des Cylinders zum Dampfabflussrohre führt, durch den aufsteigenden Kolben abgesperrt, daher im obersten Cylinderraume der Dampf verdichtet, so dass der Kolben nur mehr den Weg $H - H_1$ zurücklegt und die Hubhöhe gleich H wird. In der Höhe H_1 oder kurz vorher beginnt auch die Ausströmung unter dem Kolben; der Dampf tritt nebstdem durch die obere Oeffnung am Cylinder aus, sobald der Kolben über dieselbe aufgestiegen ist.

Bei der höchsten Stellung befindet sich der Kolben in der Entfernung z unter dem Cylinderdeckel, und es ist der obere Cylinderraum mit comprimirtem Dampf gefüllt.

Der Gang kann wieder regulirt werden durch Verminderung der Dampfspannung mittelst der Admissions-Vorrichtung, durch Umsteuerung von Hand vor beendetem Auf- oder Niedergange oder durch Stellung des Apparates, welcher die selbstthätige Umsteuerung beim Aufgange besorgt.

Bei der Berechnung dieser Hämmer soll der kürzere Weg eingeschlagen werden, dass zuerst die Höhe H_1 und dann die Minimal-Kolbenfläche ermittelt wird.

Länge des Kolbenweges bis zur Umsteuerung. Die Höhe H_1, bei welcher der Austritt unter und die Compression ober dem Kolben beginnen soll, ergibt sich, indem man die Kolbenfläche O vorläufig als gegeben ansieht, durch Vergleich der produzirten und consumirten Wirkung beim Aufgange.

Wie bei Hämmern ohne Prellung leistet der Dampf nebst dem Luftdruck auf die Kolbenstange beim Aufgange die Gesammtarbeit (vergl. S. 347)

$$\mathfrak{A}\, O\, [H_1\, r\, (\beta\, p - p') + H\, (r\, p' + 1 - r)].$$

Dagegen consumiren das Hammergewicht und die Reibung

$$(G + R)\, H,$$

und die Spannung p' des abströmenden Dampfes auf dem Wege H_1

$$\mathfrak{A}\, O\, p'\, H_1.$$

Auf dem Wege $H - H_1$ wird der Dampf ober dem Kolben verdichtet. Die dazu erforderliche Compressionsarbeit ergibt sich, wenn man den Compressionsgrad ε' festsetzt, welcher dabei erreicht werden darf. Da z, Fig. 251, die Entfernung der höchsten Kolbenstellung vom Cylinderdeckel ist, so hat man

$$\varepsilon' = \frac{H - H_1 + z}{z},$$

$$(19) \quad \ldots\ldots\ldots z = \frac{H - H_1}{\varepsilon' - 1}.$$

Der Dampf ober dem Kolben nimmt vor der Verdichtung das Volum

$$O\,(H - H_1 + z) = O\,(H - H_1)\,\frac{\varepsilon'}{\varepsilon' - 1}$$

bei der Spannung p' ein, die Verdichtungsarbeit, welche der Kolben leistet, ist daher nach der allgemeinen Formel S. 341, in welcher für $p\,V$ auch das Produkt der Anfangswerthe von Spannung und Volum gesetzt werden darf,

$$\mathfrak{A}\, O\, (H - H_1)\, p'\, \frac{\varepsilon'}{\varepsilon' - 1}\, log\, \varepsilon' = \mathfrak{A}\, O\, (H - H_1)\, \beta'\, p',$$

wenn

$$(20) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{\varepsilon' \log \varepsilon'}{\varepsilon' - 1} = \beta'$$

gesetzt wird.

Die Summe der consumirten Wirkungen ist daher

$$\mathfrak{A}\, O\,[H_1 p' (1 - \beta') + H \beta' p'] + (G + R)\, H.$$

Zieht man dieselbe von der obigen Summe der produzirten Arbeiter ab, so erhält man

$$\mathfrak{A}\, O \left\{ H_1 [r (\beta p - p') + p' (\beta' - 1)] + H (r p' + 1 - r - \beta' p') \right\} - \\ - (G + R)\, H = 0$$

und hieraus ergibt sich der gesuchte Werth H_1

$$(21) \quad \ldots \quad H_1 = H \frac{G + R - \mathfrak{A}\, O (r p' + 1 - r - \beta' p')}{\mathfrak{A}\, O [r (\beta p - p') + p' (\beta' - 1)]}.$$

Kolbenfläche. Der geringste Werth, welchen die Kolbenfläche erhalten kann, ist jener, für welchen $H_1 = H$ wird, weil dann der Kolben eben bei der Umsteuerung seinen Hub beendet. Man erhält diesen Werth aus der Gleichung (21), indem man darin $H = H_1$ setzt. Bei Annahme dieser Fläche findet keine Prellung mehr statt, es ist daher O entsprechend grösser als dieselbe zu wählen; mithin ergibt sich die Bedingung

$$(22) \quad \ldots\ldots \quad O > \frac{G + R}{\mathfrak{A}\, [r (\beta p - 1) + 1 - p']}.$$

Der Vergleich mit (5) zeigt, dass die Minimal-Kolbenfläche ebenso gross als bei einem Hammer ohne Prellung wird, wie auch natürlich ist, da bei Anwendung dieser kleinsten Kolbenfläche eben keine Prellung mehr stattfindet.

Hat man nun O der Bedingung (22) entsprechend gewählt, so erhält man aus (21) die Höhe H_1.

Effekt des Schlages. Dieser ergibt sich, indem man von den dem Kolben beim Niedergange mitgetheilten Arbeiten die der Hindernisse abzieht.

Zu den ersteren gehört der vom Hammergewicht weniger der Reibung produzirte Betrag

$$(G - R)\, H.$$

Auf dem Wege $H - H_1$ gibt der sich ausdehnende Dampf ober dem Kolben dieselbe Arbeit ab, welche zur Verdichtung desselben erforderlich war und gleich

$$\mathfrak{A}\, O\, (H - H_1)\, \beta' p'$$

gefunden wurde; die Summe der produzirten Wirkungen ist daher

$$\mathfrak{A}\, O\, (H - H_1)\, \beta' p' + (G - R)\, H.$$

Consumirt wird auf dem Wege $H - H_1$ durch die Spannung p' des abströmenden Dampfes, indem wieder der Einfluss des Kolbenstangen-Querschnittes vernachlässigt werden kann, der Antheil

$$\mathfrak{A}\, O\, p'\,(H - H_1),$$

und auf dem Wege H_1, wenn man die Spannung unter dem Kolben um $p' - 1$ grösser als ober demselben nimmt und den Kolbenstangenquerschnitt ausser Acht lässt, der Betrag

$$\mathfrak{A}\, O\,(p' - 1)\, H_1,$$

daher die Summe der consumirten Wirkungen

$$\mathfrak{A}\, O\,(p'\, H - H_1)$$

wird; mithin folgt der Effekt des Schlages

(23) . $E = (G - R)\, H + \mathfrak{A}\, O\,[H p'\,(\beta' - 1) - H_1\,(\beta' p' - 1)]$.

Länge des Cylinders, Dampfverbrauch. Der Abstand a, in welchem die für den Ein- und Austritt des Dampfes ober dem Kolben bestimmten Oeffnungen unter dem Cylinderdeckel angebracht werden müssen, ist (vergl. Fig. 372)

$$a = s + H - H_1$$

oder wegen (19)

(24) . . $a = \frac{H - H_1}{\varepsilon' - 1} + H - H_1 = (H - H_1)\,\frac{\varepsilon'}{\varepsilon' - 1}$.

Schlägt man nun zu der Länge $a + H_1$ die Dicke des Kolbens und den Spielraum, welcher bei dessen tiefster Stellung zwischen der unteren Kolbenfläche und dem Cylinderboden erforderlich ist, hinzu, so erhält man die Länge des Cylinders zwischen beiden Deckeln.

Die Höhe h_1, auf welche der Kolben bis zum Beginn der Expansion aufsteigen muss, ist

$$h_1 = \frac{H_1}{\varepsilon}.$$

Der Dampfverbrauch m pr. Hub und die Leistung e pr. 1 Kil. Dampf ergeben sich wie früher.

Dauer eines Schlages. Diese zerfällt in 4 Perioden: die des Volldruckes, der Expansion, des Auf- und Niederganges über die Höhe $H - H_1$, endlich die des Falles über die Höhe H_1.

Für die erste und zweite Periode können dieselben Ausdrücke (8), (9), (10), (11) und (12) benützt werden, wie für einen Hammer ohne Prellung.

In der dritten Periode wird beim Aufgange durch die Compression ober dem Kolben diesem ebenso viel Arbeit entzogen, als beim Niedergange durch die Ausdehnung mitgetheilt; ebenso gleichen sich die Wir-

kungen der nahe atmosphärischen Spannung unter dem Kolben und des Eigengewichtes für den Auf- und Niedergang aus. Vernachlässigt man daher die Reibung, so ist die Geschwindigkeit am Ende der dritten Periode ebenso gross $= v_2$ wie zu Anfang. Die ganze Dauer, in welcher der Weg $H - H_1$ auf- und abwärts zurückgelegt wird, ist (vgl. S. 343)

$$(25) \quad \ldots\ldots\ldots \quad t_3 = \frac{4\,(H - H_1)}{v_2}.$$

Für die vierte Periode ist die Endgeschwindigkeit v_4 durch (14) gegeben, und die Dauer dieser Periode wird

$$(26) \quad \ldots\ldots\ldots \quad t_4 = \frac{2\,H_1}{v_2 + v_4}.$$

Die Summe der Zeiten t_1 bis t_4 ergibt die Gesammtdauer des Schlages.

Formeln zur Berechnung. Bei Hämmern mit Prellung ist es angezeigt, den Durchmesser der Kolbenstange grösser anzunehmen, und zwar kann man denselben gleich $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{5}$ des Cylinderdurchmessers, daher den Querschnitt gleich $\frac{1}{49}$ bis $\frac{1}{25}$ von dem des Cylinders setzen; behält man den grösseren Werth 0·04 O bei, so wird

$$r = 1 - 0{\cdot}04 = 0{\cdot}96.$$

Die Spannung p' des abströmenden Dampfes und die Reibung R können wie früher

$$p' = 1{\cdot}1 \text{ Atm.}, \quad R = 0{\cdot}08\ G$$

gesetzt werden.

Expansion wird auch hier nur in beschränktem Maasse zur Anwendung kommen. Der Compressionsgrad ε' soll nicht zu gross gewählt werden, weil sonst die Spannung ober dem Kolben, deren Anfangswerth $p' = 1{\cdot}1$ Atm. ist, zu hoch steigt, der Cylinder, Kolben u. s. w. zu stark in Anspruch genommen werden. Die durch Compression entstehende Spannung ist $\varepsilon' p'$.

Setzt man die obigen Werthe von r, p' und R, ferner $\mathfrak{A} = 10333$ und $g = 9{\cdot}8088$ in die angegebenen Ausdrücke, so erhält man nachstehende Formeln, in welchen ausser den auf S. 344 angegebenen noch folgende Bezeichnungen vorkommen: ε' der Compressionsgrad im oberen Cylinderraum; β, p_m und β' Hilfsgrössen; H_1 die Hubhöhe, bei welcher die Umsteuerung stattfindet und die Compression beginnt; a der Abstand der Oeffnungen im oberen Cylindertheil vom Deckel; h_1 die Hubhöhe bei Beginn der Expansion.

Für	ε	$= \frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	$\frac{7}{4}$	2
wird	β	$= 1$	0·937	0·891	0·847
und	p_m	$= 0{\cdot}892\,p$	$0{\cdot}811\,p$	$0{\cdot}746\,p$	$0{\cdot}693\,p$

ferner wird

für	ε'	$= 3$	4	5	6
	β'	$= 1{\cdot}648$	1·848	2·012	2·150

Sodann hat man

$$O > \frac{G}{9280\,(\beta p - 1{\cdot}103)},$$

$$H_1 = H\frac{G + 10520\,(\beta' - 0{\cdot}993)\,O}{10520\,(0{\cdot}873\,\beta p + \beta' - 1{\cdot}96)\,O},$$

$$E = 0{\cdot}92\,G\,H + 11370\,O\,[H\,(\beta' - 1) - H_1\,(\beta' - 0{\cdot}909)],$$

$$a = \frac{(H - H_1)\,\varepsilon'}{\varepsilon' - 1},\quad h_1 = \frac{H_1}{\varepsilon},$$

$$m = 0{\cdot}96\,O\,h_1,\quad e = \frac{E}{m\,\delta},$$

$$g_1 = 10{\cdot}6\left[\frac{9280\,O}{G}\,(p - 1{\cdot}103) - 1\right],$$

$$g_2 = 10{\cdot}6\left[\frac{9280\,O}{G}\,(p_m - 1{\cdot}103) - 1\right],$$

$$v_1 = \sqrt{2\,g_1\,\frac{H_1}{\varepsilon}},\quad v_2 = \sqrt{2\,[g_2\,(\varepsilon - 1) + g_1]\,\frac{H_1}{\varepsilon}},\quad v_4 = 4{\cdot}43\sqrt{\frac{E}{G}},$$

$$t_1 = \frac{2\,H_1}{v_1\,\varepsilon},\quad t_2 = \frac{2\,H_1}{v_1 + v_2}\,\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},\quad t_3 = \frac{4\,(H - H_1)}{v_2},\quad t_4 = \frac{2\,H_1}{v_2 + v_4}.$$

Beispiel. Es sei wie in dem S. 351 berechneten Beispiele $G = 1120$ Kil., $H = 1^m$, $p = 3$ Atm., $\varepsilon = 2$. Der Compressionsgrad sei $\varepsilon' = 5$, so dass die Spannung ober dem Kolben sich auf $5 \cdot 1{\cdot}1 = 5{\cdot}5$ Atm. erhebt. Es wird nun

$$\beta = 0{\cdot}847,\ p_m = 2{\cdot}08,\ \beta' = 2{\cdot}012$$

$$O > 0{\cdot}0838 \text{ Quad.-Meter.}$$

Nimmt man wie in dem genannten Beispiele

$$O = 0{\cdot}11^m,$$

so ergibt sich weiter

$$H_1 = 0{\cdot}875,$$

die Umsteuerung ist also erst nach $^7/_8$ des Kolbenlaufes einzuleiten; ferner wird

$$E = 1080 \text{ Kil.-Meter},$$

dann die Entfernung a der Oeffnungen in der Cylinderwand unter dem Deckel

$$a = 0{\cdot}156^m,$$

und da $H - H_1 = 0{\cdot}125^m$ ist, so ist die Kolbenoberfläche bei der höchsten Stellung $0{\cdot}156 - 0{\cdot}125 = 0{\cdot}031^m$ vom Cylinderdeckel entfernt. Sodann folgt

$$h_1 = 0{\cdot}437^m,\ m = 0{\cdot}046 \text{ Kub.-Meter},\ e = 13800 \text{ Kil.-Meter},$$

$$g_1 = 7{\cdot}72,\ g_2 = -1{\cdot}17,$$

$v_1 = 2{\cdot}60$, $v_2 = 2{\cdot}39$, $v_4 = 4{\cdot}35$;
$t_1 = 0{\cdot}34$, $t_2 = 0{\cdot}18$, $t_3 = 0{\cdot}21$, $t_4 = 0{\cdot}26$,
die Gesammtdauer des Hubes ist daher 0·99 Sekunden.

Einfluss der Prellung, Dampfspannung, Kolbenfläche. In dem vorigen Beispiel wurde ein Hammer ohne, und auf S. 351 ein solcher mit Dampfprellung für gleiche Verhältnisse berechnet. Zur besseren Vergleichung folgen die Hauptresultate dieser Berechnung:

	Ohne Prellung.	Mit Prellung.	
Kolbenlauf bei der Umsteuerung H_1 . . .	0·76	0·875	Meter
Effekt des Schlages E	917	1080	Kil.-Meter
Dauer des Hubes	1·19	0·99	Sek.
Leistung pr. 1 Kil. Dampf	13300	13800	Kil.-Meter.

Es stellen sich mithin bei den Hämmern mit gegen solche ohne Prellung folgende Unterschiede heraus: Die Umsteuerung muss später erfolgen, wenn der Hub H erreicht werden soll, weil die Compression des Dampfes den Kolben früher zur Umkehr nöthigt. Der Effekt des Schlages wird grösser, selbstverständlich aber auch der Dampfverbrauch, so dass die Leistung von 1 Kil. Dampf nahe ungeändert bleibt. Der wesentliche Vortheil und auch der Zweck der Prellung ist jedoch die Verkürzung der Hubdauer.

Vergrössert man die Kolbenfläche, so wird dadurch analog wie bei Hämmern ohne Prellung die Höhe H_1, wie die Formel S. 361 zeigt, kleiner, der Effekt des Schlages, doch selbstverständlich auch der Dampfverbrauch grösser, die Dauer des Schlages kleiner.

Ebenso wird durch Verminderung der Dampfspannung der Hub und der Effekt kleiner, die Hubdauer grösser, denselben Einfluss hat das Umsteuern vor Zurücklegung des Kolbenweges H_1, nur wird dabei auch die Hubdauer kleiner.

Hämmer mit Prellung und ohne Expansion. Bei solchen Hämmern findet während des ganzen Weges H_1 Einströmung statt; ist die Höhe H_1 erreicht, so wird der Austritt unter dem Kolben eröffnet und ober demselben geschlossen. Man hat für diesen Fall in den Formeln S. 361 $\varepsilon = 1$, $\beta = 1$, $h_1 = H_1$; die Expansionsperiode und mithin die Ausdrücke für g_2, v_2 und t_2 entfallen, in dem Werthe von t_3 ist statt v_2 die Endgeschwindigkeit v_1 der ersten Periode, und in dem von t_4 statt v_2 die Anfangsgeschwindigkeit v_1 der letzten Periode zu setzen. Hiemit ergeben sich folgende Formeln, worin die Grössen die S. 344 und 360 angeführte Bedeutung haben:

für	ε'	=	3	4	5	6
wird	β'	=	1·648	1·848	2·012	2·150

$$O > \frac{G}{9280\,(p - 1{\cdot}103)},$$

$$H_1 = H\frac{G + 10520\,(\beta' - 0{\cdot}993)\,O}{10520\,(0{\cdot}873\,p + \beta' - 1{\cdot}96)\,O},$$

$$L = 0{\cdot}92\,G\,H + 11370\,O\,[H(\beta' - 1) - H_1\,(\beta' - 0{\cdot}909)],$$

$$a = \frac{(H - H_1)\,\varepsilon'}{\varepsilon' - 1},\ m = 0{\cdot}96\,O\,H_1,\ e = \frac{E}{m\,\delta},$$

$$g_1 = 10{\cdot}6\left[\frac{9280\,O}{G}\,(p - 1{\cdot}103) - 1\right],$$

$$v_1 = \sqrt{2g_1\,H_1},\ v_4 = 4{\cdot}43\sqrt{\frac{E}{G}},$$

$$t_1 = \frac{2\,H_1}{v_1},\ t_3 = \frac{4\,(H - H_1)}{v_1},\ t_4 = \frac{2\,H_1}{v_1 + v_4}.$$

Gegen einen Hammer mit Expansion ergeben sich dieselben Unterschiede wie bei der zuerst berechneten Gruppe von Dampfhämmern.

Vergrösserung der Kolbenfläche, Aenderung der Dampfspannung und der Kolbenhöhe, bei welcher die Umsteuerung erfolgt, über denselben Einfluss wie bei Hämmern mit Prellung und Expansion.

Beispiel. 1) Sei wie bei dem Hammer mit Expansion S. 361 $G = 1120$ Kil., $H = 1^m$, $p = 3$ Atm., $\varepsilon' = 5$, so wird wie dort $\beta' = 2{\cdot}012$, sodann ergibt sich

$$O > 0{\cdot}0636 \text{ Quad.-Meter.}$$

Steigert man diesen Werth wie bei dem Hammer mit Expansion im Verhältniss von 0·0838 zu 0·11, so ergibt sich

$$O = \frac{0{\cdot}11}{0{\cdot}0838}\,0{\cdot}0636 = 0{\cdot}0835,$$

ferner wird

$$H_1 = 0{\cdot}859^m,\ E = 1092 \text{ Kil.-Meter},$$
$$a = 0{\cdot}176^m,\ m = 0{\cdot}069,\ e = 10200 \text{ Kil.-Meter},$$

also die Leistung pr. 1 Kil. Dampf geringer als bei Anwendung von Expansion;

$$g_1 = 3{\cdot}309,\ v_1 = 2{\cdot}64,\ v_4 = 4{\cdot}38,$$
$$t_1 = 0{\cdot}65,\ t_3 = 0{\cdot}21,\ t_4 = 0\,25,$$

die Gesammtdauer des Schlages gleich 1·11 Sekunden, mithin grösser als beim Hammer mit Expansion.

2) Um den Einfluss einer beträchtlichen Vergrösserung der Kolbenfläche darzulegen, soll diese doppelt so gross als der Minimalwerth, daher

$$O = 0{\cdot}1272 \text{ Quad.-Meter}$$

angenommen werden. Hiemit erhält man

$$H_1 = 0{\cdot}731^m,\ E = 1326 \text{ Kil.-Meter},$$
$$a = 0{\cdot}336,\ m = 0{\cdot}089,\ e = 8770,$$

daher e kleiner als früher, was daher rührt, dass bei der grösseren Kolbenfläche die Spannung p' einen grösseren Effektsverlust herbeiführt; ferner wird

$$g_1 = 10{\cdot}6,\ v_1 = 3{\cdot}94,\ v_4 = 4{\cdot}81,$$
$$t_1 = 0{\cdot}37,\ t_3 = 0{\cdot}27,\ t_4 = 0{\cdot}17,$$

also die Gesammtdauer 0·81 Sekunden. Die Vergrösserung der Kolbenfläche auf das $\frac{0{\cdot}1272}{0{\cdot}0835}$ — 1·52fache ergibt daher eine $\frac{1{\cdot}11}{0{\cdot}81}$ — 1·37fache Vermehrung der Zahl Schläge pr. Minute.

Berechnung der Hämmer mit Oberdampf.

Bei den schwereren Hämmern mit Oberdampf sind, abgesehen von den Hämmern von Daelen, Türck und Farcot zwei Arten der Anwendung des Oberdampfes zu unterscheiden. Es wird entweder nur zu Ende des Hubes etwas Oberdampf in den Cylinder eintreten gelassen, und bald danach der Raum ober dem Kolben wieder mit dem Ausströmungsrohr in Verbindung gesetzt; dadurch kann unter Umständen der Schlag etwas verstärkt werden, im Wesentlichen ist der Zweck dieser bei den älteren Hämmern von Nasmyth getroffenen, gegenwärtig nur selten mehr vorkommenden Einrichtung derselbe, welchen die Dampfprellung erfüllt.

Bei den eigentlichen Hämmern mit Oberdampf strömt dieser gegen Ende des Hubes, indem zugleich die Ausströmung unter dem Kolben geöffnet wird, ober den Kolben, verzögert und begrenzt den Aufgang, und beschleunigt, während des ganzen Niederganges einströmend, den Fall; durch dessen Wirkung wird daher auch der Effekt des Schlages erheblich verstärkt. Gegenwärtig verwendet man Oberdampf selbst bei den grössten Hämmern, doch ist wegen der grossen Endgeschwindigkeit die fallende Masse noch mehr beansprucht, als dies schon bei Hämmern ohne Oberdampf eintritt, daher es noch fraglich ist, ob die Einrichtung sich für grosse Dimensionen auf die Dauer bewähren werde.

Der Gang wird regulirt: durch Aenderung der Admission, Umsteuerung von Hand vor beendetem Hub oder Niedergang, auch macht man die Umsteuerung beim Aufgange derart stellbar, dass entweder die ganze Dampfvertheilung sich ändert oder der Oberdampf allein gedrosselt wird. Diese Modifikationen, sowie die Annahme einer grösseren Kolbenfläche ergeben ähnliche Resultate wie bei Hämmern mit Prellung.

Expansion des Unterdampfes lässt sich wie in den früheren Fällen anwenden. Eine Expansion des Oberdampfes scheint bei Hämmern mit Handsteuerung bisher noch nicht zur Benützung gekommen zu sein, weil diese selbstthätig eingeleitet werden müsste, wodurch die eben durch die Handsteuerung bezweckte Einfachheit des Mechanismus verloren ginge.

Abgesehen von dem schädlichen Raume bewirkt bei derart eingerichteten Hämmern der Umstand, dass der Kolben nach erfolgter Umsteuerung noch einen Weg $H - H_1$ zurücklegt, einen Effektsverlust.

Nach dem Kolbenlauf H_1 füllt sich der Raum von der Höhe $H - H_1$ mit Oberdampf, dessen Druck bei Vollendung des Aufganges ebenso viel Arbeit consumirt, als er beim Niedergange über die gleiche Höhe produzirt; die nutzbare Wirkung des Oberdampfes erstreckt sich also nur auf den weiteren Fall über die Höhe H_1, während die eingetretene Menge gleich ist dem Volum $O H_1$ mehr dem Quantum, welches nothwendig war, um in dem Volum $(H - H_1)\ O$ die Spannung p' auf p zu steigern. Dieser Verlust wäre zu vermindern, indem man durch die Steuerung den Austritt ober dem Kolben absperren, den Dampf comprimiren, und erst bis dessen Spannung von p' auf p gestiegen ist, den Oberdampf eintreten lässt. Es ginge dann nur die entsprechende Compressionsarbeit verloren, während der oben erwähnte mehr ins Gewicht fallende Dampfverlust vermieden ist. Indessen stellt sich dieser Verlust nur dann grösser heraus, wenn man die Kolbenfläche im Verhältniss zum Hammergewicht sehr gross annimmt.

Länge des Kolbenweges bis zur Umsteuerung. Diese Länge H_1 ergibt sich durch Aufstellung der Gleichung für den Aufgang.

Wie bei Hämmern ohne Oberdampf wird durch Volldruck, Expansion, Spannung p' und Luftdruck auf den Kolbenstangenquerschnitt auf dem Wege H die Arbeit (vergl. S. 347)

$$\mathfrak{A}\ O\,[H_1\, r\,(\beta\, p - p') + H\,(r\,p' + 1 - r)]$$

produzirt. Dagegen erfordert die Spannung p' ober dem Kolben, welche auf dem Wege H_1, und die Spannung p des Gegendampfes, welcher auf dem Wege $H - H_1$ zu überwinden ist, endlich Hammergewicht G und Reibung R die Arbeit

$$\mathfrak{A}\ O\, H_1\, p' + \mathfrak{A}\ O\,(H - H_1)\, p + (G + R)\, H =$$
$$= \mathfrak{A}\ O\,[H\, p - H_1\,(p - p')] + (G + R)\, H.$$

Zieht man diesen Ausdruck von dem vorigen ab, so ergibt sich

$$\mathfrak{A}\ O\,[H\,(r\,p' - p + 1 - r) + H_1\,(r\,\beta\, p - r\,p' + p - p')] -$$
$$- (G + R)\, H = O$$

$$(27) \quad \ldots \quad H_1 = H\,\frac{G + R + \mathfrak{A}\ O\,(p - r\,p' + r - 1)}{\mathfrak{A}\ O\,[r\,(\beta\, p - p') + p - p']}.$$

Der Kolbenlauf, nach welchem die Expansion beginnen muss, ist

$$(28) \quad \ldots \quad h_1 = \frac{H_1}{\varepsilon}.$$

Kolbenfläche. Die geringste zulässige Kolbenfläche ist jene, bei welcher der Kolben eben noch bis zu der zur Umsteuerung erforderlichen Höhe ansteigt, für welche also $H_1 = H$ wird. Hiefür erhält man aus (27)

$$(29) \quad \ldots\ldots \quad O \gtrless \frac{G+R}{\mathfrak{A}\,[r\,(\beta p-1)+1-p']}$$

wie unter (5) für einen Hammer ohne Oberdampf.

Nach Annahme eines der Beziehung (29) genügenden Werthes von O lässt sich aus (27) die Grösse H_1 ermitteln.

Effekt des Schlages. Beim Niedergange produziren der Oberdampf von der Spannung p und das Hammergewicht G weniger der Reibung R die Leistung

$$\mathfrak{A}\,O\,H p+(G-R)\,H.$$

Bezüglich der Widerstände soll der Querschnitt der Kolbenstange, welcher mitunter verhältnissmässig gross genommen wird, berücksichtigt werden. Es consumiren dann die auf die Kolbenfläche $r\,O$ wirkende Spannung p' des Unterdampfes und der Luftdruck auf den Kolbenstangenquerschnitt $(1-r)\,O$ zusammen die Arbeit

$$\mathfrak{A}\,r\,O\,H p'+\mathfrak{A}\,(1-r)\,O\,H,$$

der Effekt des Schlages ist daher

$$(30) \quad \ldots \quad E=H[G-R+\mathfrak{A}\,O\,(p-r\,p'+r-1)].$$

Dampfverbrauch. Der Verbrauch m_1 an Unterdampf von der Spannung p ist pr. Hub wie bei Hämmern ohne Oberdampf, Formel (15),

$$m_1 = r\,O\,\frac{H_1}{\varepsilon}.$$

Zu Ende des Niederganges befindet sich das Volumen $O\,H$ an Oberdampf im Cylinder. Hievon muss jedoch die Menge des Dampfes abgezogen werden, welcher bei der Umsteuerung, wo der Kolben sich in der Höhe H_1 befindet, ober demselben vorhanden ist und in die Dampfleitung zurückgedrückt wird. Dieser Dampf besitzt das Volum

$$O\,(H-H_1)$$

bei der Spannung p', daher das Volum

$$O\,(H-H_1)\,\frac{p'}{p}$$

bei der Spannung p; der Verbrauch an Oberdampf ist daher

$$m_2 = O\,H-O\,(H-H_1)\frac{p'}{p},$$

daher der ganze Verbrauch pr. Hub

$$(31) \quad \ldots \quad m=m_1+m_2=O\left[H+r\,\frac{H_1}{\varepsilon}-(H-H_1)\frac{p'}{p}\right].$$

Dauer eines Hubes. Diese kann als aus den 4 Perioden des Volldruckes, der Expansion, des Auf- und Niederganges über die Höhe

$H - H_1$ und des Falles über die Höhe H_1 zusammengesetzt betrachtet werden.

Für diese 4 Perioden gilt dasselbe, was S. 359 für Hämmer mit Prellung durch Dampf angegeben wurde; in der Volldruck- und Expansionsperiode wirken dieselben Kräfte und Widerstände wie dort, und sind daher die Formeln (8) bis (12) zu benützen; beim Aufgange über die Höhe $(H - H_1)$ wird dem Fallgewicht ebenso viel lebendige Kraft entzogen als dasselbe beim Niedergange wieder erlangt, daher die Geschwindigkeit zu Ende dieser Periode so gross wie zu Anfang derselben ist, und die Dauer der Periode nach (25) zu bestimmen kommt; für die letzte Periode endlich gelten wieder die Ausdrücke (14) und (26).

Formeln zur Berechnung. Den Durchmesser der Kolbenstange findet man bei kleineren Hämmern gleich $^1/_3$ bis $^2/_5$ des Kolbendurchmessers, mitunter wird derselbe noch grösser genommen, wobei das Gewicht der Kolbenstange einen beträchtlichen Theil des erforderlichen Fallgewichtes einbringt. Für r soll daher in den anzuführenden Formeln kein spezieller Werth eingesetzt werden.

Nimmt man wieder $p' = 1{\cdot}1$ Atm., $R = 0{\cdot}08\,G$, und führt diese, sowie die Werthe $\mathfrak{A} = 10333$ und $g = 9{\cdot}8088$ in die angegebenen Formeln ein, so erhält man folgende Ausdrücke, worin ausser den S. 344 angeführten noch folgende Werthe vorkommen: β und p_m Hilfsgrössen; H_1 die Hubhöhe, bei welcher der Eintritt des Ober- und Austritt des Unterdampfes beginnt.

$$\begin{array}{rcc} \text{Für } \varepsilon = & \frac{5}{4} & \frac{3}{2} \\ \text{wird } \beta = & 1 & 0{\cdot}937 \\ \text{und } p_m = & 0{\cdot}892\,p & 0{\cdot}811\,p; \end{array}$$

ferner hat man

$$O \gtrless \frac{G}{9570\,[r\,(\beta\,p - 1) - 0{\cdot}1]},$$

$$H_1 = H \frac{G + 9570\,O\,(p - 0{\cdot}1\,r - 1)}{9570\,O\,[r\,(\beta\,p - 1{\cdot}1) + p - 1{\cdot}1]},$$

$$E = 0{\cdot}92\,H\,[G + 11230\,O\,(p - 0{\cdot}1\,r - 1)]$$

$$m = O\left[H + r\,\frac{H_1}{\varepsilon} - \frac{1{\cdot}1}{p}\,(H - H_1)\right], \quad e = \frac{E}{m\,\delta},$$

$$g_1 = 10{\cdot}6\left[\frac{9570\,O}{G}\,(p\,r - r - 0{\cdot}1) - 1\right],$$

$$g_2 = 10{\cdot}6\left[\frac{9570\,O}{G}\,(p_m\,r - r - 0{\cdot}1) - 1\right],$$

$$v_1 = \sqrt{2 g_1 \frac{H_1}{\varepsilon}},\quad v_2 = \sqrt{2 [g_2 (\varepsilon - 1) + g_1] \frac{H_1}{\varepsilon}},\quad v_4 = 4{\cdot}43 \sqrt{\frac{E}{G}},$$

$$t_1 = \frac{2 H_1}{\varepsilon v_1},\quad t_2 = \frac{2 H_1}{v_1 + v_2} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},\quad t_3 = \frac{4 (H - H_1)}{v_2},\quad t_4 = \frac{2 H_1}{v_2 + v_4}.$$

Beispiel. Es sei $G = 1120$ Kil., $H = 1^m$, $p = 3$ Atm., der Expansionsgrad ε nur gleich $\frac{3}{2}$; der Durchmesser der Kolbenstange gleich 0·4 von dem des Kolbens, daher der Querschnitt derselben gleich 0·16 von O und mithin $r = 1 - 0{\cdot}16 = 0{\cdot}84$. Hiemit wird $\beta = 0{\cdot}937$, $p_m = 2{\cdot}433$, und es ergibt sich

$$O \gtrless 0{\cdot}0877.$$

Nimmt man $O = 0{\cdot}12$ Quad.-Meter, so folgt weiter

$$H_1 = 0{\cdot}832^m,\ E = 3400 \text{ Kil.-Meter},$$

also beträchtlich grösser als bei den früher für ungefähr gleiche Verhältnisse berechneten Hämmern ohne Oberdampf. Ferner wird

$$m = 0{\cdot}168 \text{ Kub.-Meter},\ e = 11900 \text{ Kil.-Meter},$$
$$g_1 = 6{\cdot}57,\ g_2 = 1{\cdot}39,$$
$$v_1 = 2{\cdot}70,\ v_2 = 2{\cdot}84,\ v_4 = 7{\cdot}71,$$
$$t_1 = 0{\cdot}42,\ t_2 = 0{\cdot}10,\ t_3 = 0{\cdot}24,\ t_4 = 0{\cdot}16,$$

also die ganze Dauer des Schlages gleich 0·92 Sek.

Berechnung bei gegebenem Effekt des Schlages. Wäre der zu erzielende Effekt E gegeben, so hätte man zuerst aus der Gleichung

$$O = \frac{G}{9570 [r (\beta p - 1) - 0{\cdot}1]}$$

den Minimalwerth zu berechnen, welchen die Kolbenfläche erhalten muss, um den Hammer bis auf die Höhe H zu heben. Sei O_1 dieser Minimalwerth, so erhält man den demselben entsprechenden Effekt

$$E_1 = 0{\cdot}92\ H [G + 11230\ O_1 (p - 0{\cdot}1\ r - 1)].$$

Der gegebene Effekt E muss nun grösser als E_1 sein. Mittelst desselben ergibt sich aus der früheren Gleichung für E die zur Erreichung dieses Effektes nothwendige Kolbenfläche

$$O = \frac{E - 0{\cdot}92\ G H}{10330\ H (p - 0{\cdot}1\ r - 1)}.$$

Einfluss der Kolbenfläche. Wie in den früheren Fällen wird durch Vergrösserung der Kolbenfläche, selbstverständlich bei grösserem Dampfverbrauch, der Schlag stärker und seine Dauer kleiner; zugleich nimmt die Höhe H_1 ab, mithin $H - H_1$ zu, und es steigt der Effektsverlust beim Einströmen des Oberdampfes, doch ist diese Zunahme nur eine sehr geringe.

Beispiel. Behält man statt der im vorigen Beispiel gefundenen Minimal-Kolbenfläche 0·0877 rund $O = 0{\cdot}09$ Quadratmeter bei, so ergibt sich H_1 sehr nahe gleich H, und zwar

$$H_1 = 0{\cdot}963;$$

es wird sodann

$$E = 2807 \text{ Kil.-Meter}, \quad m = 0{\cdot}137 \text{ Kub.-Meter}, \quad e = 12050,$$

daher die Leistung pr. 1 Kil. Dampf nur um 1·3 Prozent grösser als bei der grösseren Kolbenfläche von 0·12 Quadratmeter.

Hämmer ohne Expansion des Unterdampfes. Für diese hat man in den Formeln S. 367 $\varepsilon = 1$, daher $\beta = 1$; die für die Expansionsperiode giltigen Ausdrücke für g_2, v_2, t_2 entfallen; in den Werthen von t_3 und t_4 ist v_1 statt v_2 zu setzen. Mithin ergeben sich bei der S. 344 und 367 angegebenen Bedeutung der Grössen nachstehende Formeln:

$$O \gtrless \frac{G}{9570\,[r\,(p-1)-0{\cdot}1]},$$

$$H_1 = H - \frac{G + 9570\,O\,(p - 0{\cdot}1\,r - 1)}{9570\,O\,(1+r)\,(p-1{\cdot}1)},$$

$$E = 0{\cdot}92\,H\,[G + 11230\,O\,(p - 0{\cdot}1\,r - 1)],$$

$$m = O\left[H + r\,H_1 - \frac{1{\cdot}1}{p}\,(H - H_1)\right], \quad e = \frac{E}{m\,\delta},$$

$$g_1 = 10{\cdot}6\left[\frac{9570\,O}{G}\,(p\,r - r - 0{\cdot}1) - 1\right],$$

$$v_1 = \sqrt{2\,g_1\,H_1}, \quad v_4 = 4{\cdot}43\sqrt{\frac{E}{G}},$$

$$t_1 = \frac{2\,H_1}{v_1}, \quad t_3 = \frac{4\,(H - H_1)}{v_1}, \quad t_4 = \frac{2\,H_1}{v_1 + v_4}.$$

Es ergibt sich die Minimal-Kolbenfläche kleiner als bei einem Hammer mit Expansion; soll jedoch der Effekt des Schlages der gleiche bleiben, so muss auch die Kolbenfläche ebenso gross sein, weil dieser Effekt ausser vom Fallgewichte nur von dem beim Niedergange ausgeübten Druck des Oberdampfes auf den Kolben abhängt; daher ist auch der Ausdruck für E derselbe bei Hämmern mit und ohne Expansion. Bei Annahme des gleichen Werthes von O wird für Hämmer ohne Expansion H_1 kleiner, die Leistung e pr. Kil. Dampf geringer, die Dauer des Hubes, wie folgendes Beispiel zeigt, nicht bedeutend verschieden.

Beispiel. Es seien dieselben Daten wie für den Hammer mit Expansion S. 368 gegeben.

Man erhält nun

$$O \gtrless 0{\cdot}0741;$$

behält man wie früher

$$O = 0{\cdot}12 \text{ Quadrat-Meter}$$

bei, so ergibt sich weiter

$$H_1 = 0{\cdot}822^m$$

etwas kleiner als beim Hammer mit Expansion, ferner

$$E = 3400 \text{ Kil.-Meter wie früher,}$$

$$m = 0{\cdot}195,\ e = 10200 \text{ Kil.-Meter,}$$

daher e merklich geringer, endlich

$$g_1 = 6{\cdot}57^m,\ v_1 = 3{\cdot}29,\ v_4 = 7{\cdot}71,$$

$$t_1 = 0{\cdot}50,\ t_3 = 0{\cdot}22,\ t_4 = 0{\cdot}15,$$

die Gesammtdauer des Schlages gleich 0·87 Sek., nicht viel von dem früheren Werthe verschieden.

Allgemeine Theorie der Schnellhämmer.

Die Schnellhämmer, welche nur in mässigen oder kleinen Dimensionen ausgeführt werden, und eine grössere Zahl Schläge in gegebener Zeit verrichten sollen, werden mit Oberdampf betrieben. Das Gewicht des Hammers spielt bei denselben nur eine untergeordnete Rolle, indem die Kolbenfläche mehrmals grösser angenommen wird, als blos zur Hebung des Fallgewichtes erforderlich wäre, daher der Effekt des Schlages vorzüglich durch die Wirkung des Oberdampfes bedingt wird.

Die Steuerung ist wegen der grossen Hubzahl eine selbstthätige, der Schieber wird sowohl beim Auf- als beim Niedergange durch entsprechende Umsetzung vom Fallblock aus bewegt. Die Umsteuerung geht nicht momentan, sondern während eines gewissen Theiles des Kolbenlaufes von Statten.

Die Regulirung der Stärke und Dauer der Schläge erfolgt durch Aenderung der Admission und durch Verstellung des Bewegungsmechanismus des Schiebers, welche bewirkt, dass der letztere bei gleicher Kolbenstellung verschiedene Lagen gegen die Mündungen der Dampfkanäle einnimmt; zuweilen ist auch noch eine Vorrichtung zur Aenderung der Länge des Schieberweges zu gleichem Zwecke angebracht.

Perioden der Dampfvertheilung. Da die Umsteuerung beim Auf- und Niedergange allmälig erfolgt, so wirkt nicht nur zu Ende des Aufganges Oberdampf, sondern auch zu Ende des Niederganges Unterdampf der Bewegung entgegen, weil bei der tiefsten Stellung des Kolbens der Schieber schon vollständig in die dem Beginn des Aufganges entsprechende Stellung gekommen sein muss. Ferner ist der Allgemeinheit wegen anzunehmen, dass Expansion des Ober- und Unterdampfes, und vor Beginn des Gegendampfes (d. h. bevor beim Aufgange Ober- und beim Niedergange Unterdampf einströmt) Compression stattfinde,

welche den Effektsverlust beim Eintritt des Gegendampfes vermindert. Es ergeben sich daher für den Auf- und Niedergang folgende Perioden der Dampfvertheilung:

Volldruck	unten (oben),	Ausströmung	oben (unten),
Expansion	„	„	„
„	„	Compression	„
Ausströmung	„	„	„
„	„	Gegendampf	„

Die obige Dampfvertheilung kann nun nicht ganz beliebig gewählt werden, sondern Auf- und Niedergang stehen in dieser Beziehung wegen der selbstthätigen äusseren Steuerung in einer gewissen Abhängigkeit von einander. Hat man z. B. die Dampfvertheilung für den Aufgang gewählt, und danach die Dimensionen des Schiebers, insbesondere die Ueberdeckungen ermittelt, so ist dadurch auch die Vertheilung für den Niedergang bestimmt.

Allgemein sind zwei Hauptarten der Steuerungen zu unterscheiden: solche mit und ohne todten Gang (Leergang). Bei den ersteren kommt der Schieber erst in Bewegung, nachdem der Kolben über eine gewisse Höhe aufgestiegen oder niedergegangen ist, der Schieber bleibt also zu Anfang jedes Hubes auf- oder abwärts einige Zeit in der Stellung, welche ihm zu Ende des vorhergehenden Hubes ertheilt wurde. Bei Steuerungen ohne todten Gang dagegen ist der Schieber so lange in Bewegung als der Fallblock.

Kolbenweg bei Beginn des Gegendampfes. Es sei Fig. 373 der Weg, welchen der Kolben zurückgelegt hat, bei Beginn der Expansion h_e, der Ausströmung unter dem Kolben h_a, der Compression ober dem Kolben h_c, und des Gegendampfes h_g; ferner sei H_m der grösste Hub, welcher durch Verstellung der Steuerung erreicht wird, mithin die Länge des Cylinders bestimmt, und H der Hub bei einer beliebigen Stellung der Steuerung; die Grössen O, r, $\mathfrak{A}$, p und p' sollen dieselbe Bedeutung wie früher besitzen (s. S. 344). Sieht man von dem schädlichen Raume ab, so ergibt sich der Expansionsgrad

$$(32) \quad \ldots\ldots\ldots \varepsilon = \frac{h_a}{h_e}.$$

Was den Compressionsgrad c betrifft, so wird beim Aufgange ein Volum von der Höhe $H_m - h_c$ auf die Höhe $H_m - h_g$ verdichtet, daher ergibt sich der Compressionsgrad c und die Höhe h_c

$$(33) \quad \ldots\ldots c = \frac{H_m - h_c}{H_m - h_g}, \quad h_c = c\,h_g - (c-1)\,H_m.$$

Die Summe der beim Aufgange produzirten Arbeiten ergibt sich wie auf S. 347 für einen einfachwirkenden Hammer, nur ist in dem betreffenden Ausdruck $h_a = \varepsilon h_e$ statt H_1 zu setzen; diese Summe wird daher

$$\mathfrak{A}\, O\,[r\,\varepsilon\, h_e\,(\beta\, p - p') + H\,(r\,p' - r + 1)],$$

worin

$$(34) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \beta = \frac{1 + log\ \varepsilon}{\varepsilon}$$

ist. Consumirt werden: auf dem Wege h_r durch die Spannung p' eine Arbeit, welche wegen des durch (33) gegebenen Werthes von h_r

$$\mathfrak{A}\, O\, h_r\, p' = \mathfrak{A}\, O\, p'\,[c\, h_g - (c - 1)\, H_m]$$

ist; ferner durch Compression des Volums $O\,(H_m - h_c)$, welches die Spannung p' besitzt, bei dem Compressionsgrade c eine Wirkung, welche wegen (33)

$$\mathfrak{A}\, p'\, O\,(H_m - h_c)\, log\ c = \mathfrak{A}\, p'\, O\,(H_m - h_g)\, c\, log\ c$$

wird; ferner erfordert der Gegendampf bei der Spannung p auf dem Wege $H - h_g$ die Leistung

$$\mathfrak{A}\, p\, O\,(H - h_g)$$

und das Hammergewicht nebst Reibung

$$(G + R)\, H,$$

daher sich die Summe der consumirten Arbeiten gleich

$$(G + R)\, H + \mathfrak{A}\, O\,[H\, p - H_m\, p'\,(\gamma - 1) - h_g\,(p - p'\,\gamma)]$$

ergibt, worin

$$(35) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \gamma = c\,(1 - log\ c)$$

ist. Zieht man obige Summe von der ganzen produzirten Arbeit ab, so folgt

$$(36) \quad \mathfrak{A}\, O\,[r\,\varepsilon\, h_e\,(\beta\, p - p') - H(p - r\,p' + r - 1) + H_m\, p'\,(\gamma - 1) + + h_g\,(p - p'\,\gamma)] - (G + R)\, H = 0.$$

Aus dieser Gleichung kann die Höhe h_g bestimmt werden, bei welcher der Gegendampf-Eintritt beginnen muss, wenn der Hub des Hammers gleich H werden soll; man erhält

$$(37) \quad h_g = \frac{1}{p - p'\,\gamma}\left[H\,(p - r\,p' + r - 1) - r\,\varepsilon\, h_e\,(\beta\, p - p') - - H_m\, p'\,(\gamma - 1) + \frac{(G + R)\, H}{\mathfrak{A}\, O}\right].$$

Minimal-Kolbenfläche. Der kleinste Werth, welchen die Kolbenfläche erhalten kann, ist jener, für welchen $h_g = H$ wird, weil dann zu Ende des Hubes eben noch der für den Niedergang gewünschte Eintritt

des Oberdampfes beginnt. Setzt man in (36) $h_g = H$ und annähernd $H = H_m$, so folgt

$$\mathfrak{A}\, O\,[r\,\varepsilon\,h_c\,(\beta\,p - p') - H_m\,(p' - r\,p' + r - 1)] - (G + R)\,H_m = 0;$$

die Kolbenfläche muss nun grösser als der dieser Gleichung entsprechende Werth sein, damit der Oberdampfkanal thatsächlich eröffnet werde; man hat daher zu nehmen

$$(38) \quad \ldots O > \frac{(G + R)\,H_m}{\mathfrak{A}\,[r\,\varepsilon\,h_c\,(\beta\,p - p') - H_m\,(p' - 1)\,(1 - r)]}.$$

In der That findet man die Fläche O 2 — 2½ mal grösser als diesen Werth ausgeführt, um eine grosse Hubzahl zu erhalten.

Hat man also h_c und mithin $h_a = \varepsilon\,h_c$ gewählt, so nimmt man O der Bedingung (38) entsprechend an und berechnet sodann h_g nach (37) und h_c nach (33).

Effekt des Schlages. Dieser ergibt sich aus der Gleichung für den Niedergang. Es seien, Fig. 374, H_e und H_a, H_c und H_g die Höhen des Kolbens, bei welchen ober demselben beziehungsweise Expansion und Ausströmung, unter demselben Compression und Gegendampf beginnen, so hat man unter gleichen Voraussetzungen wie früher den Expansionsgrad

$$(39) \quad \ldots \ldots \varepsilon_1 = \frac{H_m - H_a}{H_m - H_e},$$

und den Compressionsgrad

$$(40) \quad \ldots \ldots \ldots c_1 = \frac{H_c}{H_g}.$$

Beim Niedergange werden nun folgende Arbeiten produzirt: durch das Hammergewicht weniger der Reibung

$$(G - R)\,H;$$

durch die Volldruckwirkung des Oberdampfes auf dem Wege $H - H_e$

$$\mathfrak{A}\, O\,(H - H_e)\,p = \mathfrak{A}\, O\,(H_m - H_e)\,p - \mathfrak{A}\, O\,(H_m - H)\,p$$

und durch dessen Expansion

$$\mathfrak{A}\, O\,(H_m - H_e)\,p\,log\,\varepsilon_1,$$

endlich durch die Spannung p' des ausströmenden Dampfes ober dem Kolben auf dem Wege H_a, welcher wegen (39)

$$H_a = H_m - \varepsilon_1\,(H_m - H_e)$$

ist, die Arbeit

$$\mathfrak{A}\, O\,p'\,(H_m - H_m\,\varepsilon_1 + H_e\,\varepsilon_1);$$

die Summe der produzirten Arbeiten wird somit, wenn man

$$(41) \quad \ldots\ldots\ldots \beta_1 = \frac{1 + log\ \varepsilon_1}{\varepsilon_1}$$

setzt, gleich

$$(G - R)\,H + \mathfrak{A}\,O\,[\varepsilon_1\,(H_m - H_c)\,(\beta_1\,p - p') + H_m\,p' - (H_m - H)\,p].$$

Consumirt wird durch die Spannung p' des Dampfes unter dem Kolben auf dem Wege $H - H_c$, welcher wegen (40) gleich $H - c_1\,H_g$ ist,

$$\mathfrak{A}\,r\,O\,(H - c_1\,H_g)\,p';$$

durch Compression des Unterdampfes, welcher das Volum $r\,O\,H_c$ bei der Spannung p' besitzt, der Betrag

$$\mathfrak{A}\,r\,O\,p'\,H_c\,log\,c_1 = \mathfrak{A}\,r\,O\,p'\,H_g\,c_1\,log\,c_1$$

und durch die Spannung des Gegendampfes

$$\mathfrak{A}\,r\,O\,p\,H_g,$$

endlich durch den Luftdruck auf den Kolbenstangenquerschnitt

$$\mathfrak{A}\,(1 - r)\,O\,H.$$

Die gesammte consumirte Arbeit ist daher

$$\mathfrak{A}\,O\,[H\,(1 + r\,p' - r) + r\,H_g\,(p - p'\,\gamma_1)],$$

worin

$$(42) \quad \ldots\ldots\ldots \gamma_1 = c_1\,(1 - log\,c_1)$$

ist. Zieht man die consumirte von der produzirten Arbeit ab, so ergibt sich der Effekt des Schlages

$$(43) \quad \ldots\ldots E = (G - R)\,H + \mathfrak{A}\,O\,[\varepsilon_1\,(H_m - H_c)\,(\beta_1\,p - p') + + H\,(p + r - r\,p' - 1) - H_m\,(p - p') - r\,H_g\,(p - p'\,\gamma_1)].$$

Dauer eines Hubes. Die Ermittelung der Hubdauer fällt sehr weitläufig aus, da der Auf- sowohl als der Niedergang in 5, der ganze Hub also in 10 Perioden zerfällt, für welche die Beschleunigungen verschieden sind und daher die Zeiten abgesondert zu berechnen wären. Da die Bestimmung der Hubdauer überhaupt keinen Anspruch auf grosse Genauigkeit machen kann, so soll vorausgesetzt werden, dass beim Auf- wie beim Niedergange vom Beginne der Expansion bis zum Beginne des Gegendampfes die Bewegung gleichförmig geändert, also die Beschleunigung oder Verzögerung constant sei. Man erhält dadurch die Dauer des Hubes zu gross, weil insbesondere anfangs die Beschleunigung grösser als der Mittelwerth ist, daher auch die Geschwindigkeit grössere Werthe erreicht als bei gleichförmig geänderter Bewegung; der Fehler ist indessen nicht sehr gross, weil die genannte Periode bei ausgeführten Schnellhämmern nicht mehr als $^1/_4$ bis $^1/_3$ des Kolbenlaufes einnimmt.

Hiemit ergeben sich für Auf- und Niedergang je drei Perioden. Beim Aufgang wirkt in der ersten Periode der Dampfdruck p auf die

untere Kolbenfläche und der Luftdruck auf den Kolbenstangenquerschnitt fördernd, dagegen der Druck p' auf die obere Kolbenfläche, dann Hammergewicht und Reibung hindernd, es ist mithin der beschleunigende Druck gleich

$$\mathfrak{A}\, r\, O\, p + \mathfrak{A}\, O\,(1 - r) - \mathfrak{A}\, O\, p' - (G + R)$$

und die Beschleunigung selbst

$$(44) \quad . \quad . \quad g_1 = \frac{g}{G}\,[\mathfrak{A}\, O\,(r\,p + 1 - r - p') - (G + R)].$$

Die Beschleunigung in der zweiten Periode zu ermitteln ist nicht erforderlich. In der dritten Periode ist die verzögernde Kraft gleich $G + R$ mehr dem Dampfdruck p auf die obere Fläche O, weniger dem Druck p' des abströmenden Dampfes auf die untere Fläche $r\,O$ und dem Luftdruck auf den Kolbenstangenquerschnitt $(1 - r)\,O$; mithin ergibt sich für die dritte Periode die Verzögerung

$$(45) \quad . \quad . \quad . \quad g_3 = \frac{g}{G}\,[G + R + \mathfrak{A}\, O\,(p + r - r\,p' - 1)].$$

In der vierten Periode, d. h. der ersten des Niederganges, wirken dieselben Kräfte beschleunigend, wie in der dritten verzögernd, und bezüglich der sechsten oder letzten Periode findet gegenüber der ersten das umgekehrte Verhältniss statt, nur dass die Reibung R stets verzögernd auftritt. Man erhält daher die Beschleunigung g_4 der vierten Periode, indem man in dem Ausdruck für g_3 die Grösse R negativ bezeichnet, und es wird

$$(46) \quad . \quad . \quad . \quad g_4 = \frac{g}{G}\,[G - R + \mathfrak{A}\, O\,(p + r - r\,p' - 1)];$$

ferner ergibt sich die Verzögerung g_6 der sechsten Periode durch Einsetzung von $-R$ statt $+R$ in dem Werthe von g_1,

$$(47) \quad . \quad . \quad g_6 = \frac{g}{G}\,[\mathfrak{A}\, O\,(r\,p + 1 - r - p') - (G - R)].$$

Die Endgeschwindigkeiten und Zeiten erhält man nach den allgemeinen Formeln S. 343; nur die Endgeschwindigkeit v_6 der sechsten Periode wird analog zu (14)

$$v_6 = \sqrt{2\,g\,\frac{E}{G}},$$

und die Endgeschwindigkeit v_5 der fünften Periode wird wegen

$$v_6^2 = v_5^2 - 2\,g_6\,H_g,$$

$$v_5 = \sqrt{v_6^2 + 2\,g_6\,H_g}.$$

Führt man daher noch Hilfsgrössen M, N ein, so ergeben sich folgende Ausdrücke zur Bestimmung der Hubdauer:

(48) . . . . . $M = \mathfrak{A}\, O\,(r\,p + 1 - r - p') - G,$

(49) . . . . . $N = \mathfrak{A}\, O\,(p + r - r\,p' - 1) + G,$

(50) . . . $g_1 = \frac{g}{G}\,(M - R),\ g_3 = \frac{g}{G}\,(N + R),$

(51) . . . $g_4 = \frac{g}{G}\,(N - R),\ g_6 = \frac{g}{G}\,(M + R),$

(52) . . . . . $v_1 = \sqrt{2\,g_1\,h_c},\ v_2 = \sqrt{2\,g_3\,(H - h_g)},$

(53) . . . $v_4 = \sqrt{2\,g_4\,(H - H_c)},\ v_6 = \sqrt{2\,g\,\frac{E}{G}},\ v_5 = \sqrt{v_6^2 + 2\,g_6\,H_g},$

(54) . . $t_1 = \frac{2\,h_c}{v_1},\ t_2 = \frac{2\,(h_g - h_c)}{v_1 + v_2},\ t_3 = \frac{2\,(H - h_g)}{v_2},$

(55) . . $t_4 = \frac{2\,(H - H_c)}{v_4},\ t_5 = \frac{2\,(H_c - H_g)}{v_4 + v_5},\ t_6 = \frac{2\,H_g}{v_5 + v_6}.$

Schnellhämmer mit Leergang der Steuerung.

Hämmer von Keller und Banning. Um bei Hämmern, welche eine Steuerung mit todtem Gange besitzen, die Berechnung durchzuführen, muss man zuerst die Kolbenfläche und die Dampfvertheilung beim Aufgange annehmen, dann die entsprechenden Dimensionen des Schiebers ermitteln und hierauf die für den Niedergang sich ergebende Dampfvertheilung bestimmen; da nun die Verhältnisse des Auf- und Niederganges vollständig bekannt sind, lassen sich Effekt und Dauer eines Schlages berechnen.

Zur Ermittlung der Dampfvertheilung aus der Schieberconstruktion und umgekehrt ist aber die Kenntniss der Beziehung zwischen Kolben- und Schieberweg erforderlich, welche Beziehung je nach der Construktion der äusseren Steuerung verschieden ist und daher nicht allgemein ausgedrückt werden kann.

Als Beispiel soll die Steuerung der Hämmer von Keller und Banning, Fig. 375, betrachtet werden. Bei diesen Hämmern ist an dem Fallblock f mittelst des Zapfens E eine Hülse drehbar befestigt, in welcher der eine Arm $A\,O$ eines Winkelhebels $A\,O\,B$ sich verschieben kann, dessen zweiter Arm $B\,O$ in einen Schlitz der Schieberstange greift. Bei der geradlinigen Bewegung des Fallklotzes bewegt sich auch der Zapfen E vertikal und der Winkelhebel wird gedreht, indem der Arm $A\,O$ sich in der Hülse verschiebt. Der gezeichneten tiefsten Lage des Fallblockes entspricht die höchste des Schiebers, bei welcher durch den unteren Dampfkanal frischer Dampf in den Raum unter dem Kolben einströmt, der

verbrauchte Oberdampf entweicht. Der Hammer steigt daher empor, und nimmt den Hebel $A\,O\,B$ mit; der Endpunkt B des letzteren bewegt sich in dem Schlitz der Schieberstange abwärts, und während dieses todten Ganges bleibt der Schieber unbewegt. Sobald jedoch das Hebelende B den Schlitz durchlaufen hat, kommt der Schieber, und zwar dem Kolben entgegen, nach abwärts in Bewegung; zuerst sperrt nun der untere Schieberlappen die Einströmung, die Expansion beginnt; dann schliesst der obere Lappen den oberen Kanal, es beginnt Compression des Dampfes ober dem Kolben; weiter macht der untere Schieberlappen den unteren Kanal gegen das Innere des Schiebers, endlich der obere Lappen den oberen Kanal gegen den Raum des Schieberkastens frei, es tritt daher Ausströmung des Unterdampfes und oben Gegendampf ein, wodurch der Hammer zur Umkehr genöthigt wird. Bei Beginn des Niederganges befindet sich B am untern Ende des Schlitzes der Schieberstange, und da sich nun B aufwärts bewegt, folgt wieder ein todter Gang, dessen Dauer durch die Höhe des Schlitzes bestimmt ist; sodann nimmt der Steuerhebel den Schieber mit und es folgen die Perioden der Dampfvertheilung in gleicher Ordnung wie beim Aufgange.

Die Regulirung des Ganges erfolgt ausser durch Aenderung der Admission auch noch durch Verstellung des Drehzapfens O. Dieser ist nach Fig. 376 exzentrisch an einer Welle w befestigt, welche gedreht werden kann, so dass der Zapfenmittelpunkt sich längs des Bogens $o\,o_1$ verschiebt. Stellt man O, Fig. 375, tiefer, so wird bei der Ruhelage des Hammers auch der Schieber eine tiefere Stellung einnehmen; daraus folgt, dass beim Aufgange die Perioden der Dampfvertheilung früher eintreten, daher der Hub des Hammers kleiner wird. Beim Niedergange jedoch beginnen diese Perioden später; die Wirkung des Oberdampfes wird dabei nicht beträchtlich geändert, allein der Gegendampf beginnt früher und dadurch wird der Schlag schwächer. Da bei der höchsten Stellung der grösste Hub H_m erreicht wird, soll die Berechnung zuerst für diese Stellung durchgeführt werden.

Ein besonderer Vortheil der Steuerung liegt darin, dass im unteren Theile des Kolbenlaufes grossen Kolbenwegen verhältnissmässig kleine Schieberwege entsprechen, im oberen Theile umgekehrt. Beim Falle des Hammers wird daher der Eintritt des Gegendampfes nur langsam geöffnet, der letztere kann seine Wirkung nicht vollständig entwickeln, und der Schlag wird daher stärker ausfallen, als nach der theoretischen Berechnung, welche nur unter der Voraussetzung durchgeführt werden kann, dass der Gegendampf vom Beginn der Kanal-Eröffnung an mit seiner vollen Spannung der Bewegung des Kolbens entgegenwirke.

Beziehung zwischen Kolben- und Schieberweg. Der Hammer steige

nun die Höhe EE_1, Fig. 375, empor, wodurch der Steuerhebel AOB in die Lage A_1OB_1 gelange; es handelt sich darum, aus dem gegebenen Wege $EE_1 = K$ den Vertikalweg s zu bestimmen, welchen der Punkt B gleichzeitig abwärts zurücklegt, und aus welchem sich unter Berücksichtigung des Leerganges in der Schieberstange der Schieberweg ergibt.

Bei den Hämmern dieser Art befindet sich der Punkt O in solcher Lage, dass bei der höchsten Stellung DON des Winkelhebels dessen Arm DO nahe horizontal liegt, welche Annahme beibehalten werden soll. Da ferner der Arm BO bei vertikaler Stellung der Schieberstange gleich weit von der Horizontalen OF auf- und niederschwingen soll, kann man, wenn der Winkel

$$AOD = BON = \varphi$$

gesetzt wird, den Winkel

$$BOF = FON = \frac{\varphi}{2}$$

annehmen. Sei ferner

$$DO = L,\ BO = l,$$

der Winkel DOA_1, welchen der Hebel bei der Stellung A_1O mit der Horizontalen einschliesst, gleich α, daher auch $B_1ON = \alpha$, endlich der Abstand der Geraden AO von E oder A_1O von E_1 gleich n, so hat man

$$K = EE_1 = AA_1 + m - m_1.$$

Nun ist

$$AA_1 = L\,(tang\,\varphi - tang\,\alpha),$$

ferner schliesst wegen Aehnlichkeit der Dreiecke m mit n der Winkel φ und m_1 mit n den Winkel α ein, daher ergibt sich

$$m = \frac{n}{cos\,\varphi},\ m_1 = \frac{n}{cos\,\alpha}$$

und durch Einführung dieser Werthe erhält man

$$K = L\,(tang\,\varphi - tang\,\alpha) + n\left(\frac{1}{cos\,\varphi} - \frac{1}{cos\,\alpha}\right).$$

Aus dieser Gleichung soll α bestimmt werden; es ergibt sich

(56) . . $K\,cos\,\alpha\,cos\,\varphi = L\,sin\,\varphi\,cos\,\alpha - L\,sin\,\alpha\,cos\,\varphi + n\,cos\,\alpha - n\,cos\,\varphi$;

ferner, indem man

$$\frac{L\,sin\,\varphi + n}{cos\,\varphi} - K = \mu \text{ setzt,}$$

(57) . . . . . $\mu\,cos\,\alpha = L\,sin\,\alpha + n,$

$$\mu^2 - \mu^2\,sin\,\alpha^2 = L^2\,sin\,\alpha^2 + n^2 + 2\,n\,L\,sin\,\alpha,$$

$$sin\,\alpha^2\,(L^2 + \mu^2) + 2\,n\,L\,sin\,\alpha + n^2 - \mu^2 = 0,$$

$$\sin\alpha = \frac{\sqrt{n^2 L^2 + (\mu^2 - n^2)(L^2 + \mu^2)} - n L}{L^2 + \mu^2},$$

$$(58) \quad \ldots\ldots \quad \sin\alpha = \frac{\mu\sqrt{L^2 + \mu^2 - n^2} - n L}{L^2 + \mu^2}.$$

Aus der Gleichung (56) aber folgt

$$K = \frac{L\sin(\varphi - \alpha) + n(\cos\alpha - \cos\varphi)}{\cos\alpha\cos\varphi}.$$

Ferner ergibt sich der abwärts gerichtete Vertikalweg des Punktes B

$$s = l\sin\frac{\varphi}{2} - l\sin\left(\alpha - \frac{\varphi}{2}\right),$$

und hieraus folgt

$$\sin\left(\alpha - \frac{\varphi}{2}\right) = \sin\frac{\varphi}{2} - \frac{s}{l}.$$

Die Bestimmung des einem Weg s entsprechenden Kolbenlaufes K und umgekehrt geschieht nun am einfachsten, indem man zuerst den betreffenden Winkel α ermittelt.

Ist der Kolbenweg K aus dem gegebenen Wege s zu berechnen, so dienen dazu folgende Gleichungen:

$$(59) \quad \ldots \quad \begin{cases} \sin\left(\alpha - \frac{\varphi}{2}\right) = \sin\frac{\varphi}{2} - \frac{s}{l}, \\ K = \frac{L\sin(\varphi - \alpha) + n(\cos\alpha - \cos\varphi)}{\cos\alpha\cos\varphi}. \end{cases}$$

Aus der ersten dieser Gleichungen ermittelt man $\alpha - \frac{\varphi}{2}$, wodurch auch α gegeben ist, und dann aus der zweiten K. Ergibt sich $\sin\left(\alpha - \frac{\varphi}{2}\right)$ negativ, so wird α kleiner als $\frac{\varphi}{2}$.

Ist der Weg s aus dem gegebenen Kolbenwege K zu bestimmen, so hat man die Gleichungen

$$(60) \quad \ldots \quad \begin{cases} \mu = \frac{L\sin\varphi + n}{\cos\varphi} - K, \\ \sin\alpha = \frac{\mu\sqrt{L^2 + \mu^2 - n^2} - n L}{L^2 + \mu^2}, \\ s = l\left[\sin\frac{\varphi}{2} - \sin\left(\alpha - \frac{\varphi}{2}\right)\right] \end{cases}$$

zu benützen; aus der ersten berechnet man die Hilfsgrösse μ, aus der zweiten α und aus der dritten den gesuchten Werth s.

Für den Aufgang des Hammers ist nun, wenn t die Höhe des Spielraumes im Schlitz der Schieberstange bedeutet, die Entfernung des Schiebers von seiner höchsten Stellung gleich $s - t$; für den Niedergang ist die Entfernung des Schiebers von der höchsten Stellung gleich s, indem s stets den Vertikalabstand des Punktes B_1, Fig. 375, von seiner höchsten Lage B bedeutet.

Da beim Maximalhub H_m des Hammers der Hebel $A\,O$ bis in die horizontale Stellung gelangen soll, so hat man $K = H_m$ für $\alpha = 0$; diese Werthe geben, in die zweite Gleichung (59) eingesetzt,

$$H_m = \frac{L \sin\varphi + n\,(1 - \cos\varphi)}{\cos\varphi},$$

$$(H_m + n)\cos\varphi = L \sin\varphi + n.$$

Diese Gleichung besitzt dieselbe Form wie (57), nur steht φ statt α und $H_m + n$ statt μ; man erhält daher wie unter (58)

$$\sin\varphi = \frac{(H_m + n)\sqrt{L^2 + (H_m + n)^2 - n^2} - n\,L}{L^2 + (H_m + n)^2},$$

$$(61) \quad \sin\varphi = \frac{(H_m + n)\sqrt{L^2 + H_m^2 + 2\,n\,H_m} - n\,L}{L^2 + (H_m + n)^2}.$$

Die Höhe $D\,E$, Fig. 375, wird nun gleich $H_m + n$, weil bei horizontaler Stellung von $A\,O$ die Linie n vertikal steht.

Dimensionen der äusseren Steuerung. Bei der höchsten Lage des Drehzapfens der Steuerung, welcher die schwachen Schläge entsprechen, wird, wenn der Hammer auf dem Amboss ruht, der untere Schieberrand um eine Grösse s_e, Fig. 377, vom unteren Rande des Dampfkanales abstehen; diese Grösse ist der Schieberweg, welcher beim Aufgange des Hammers bis zum Beginne der Expansion zurückgelegt wird. Nach dem früher Gesagten muss also in (60) dem Kolbenwege $K = h_e$ der Werth $s = s_e + t$ entsprechen. Setzt man daher in (60) $K = h_e$ und berechnet μ, α und s, so ist die letztere Grösse entsprechend auf s_e und t zu vertheilen. Hierüber ist zu bemerken, dass bei kleinem s_e nur eine geringe Variation in der Stärke der Schläge möglich ist, weil auch bei tiefster Stellung des Steuerhebels die Entfernung s_e, Fig. 377, nicht zu gering sein darf, damit der untere Kanal gehörig geöffnet wird; anderseits soll auch t nicht zu klein sein, weil sonst beim Niedergange früher umgesteuert wird und Gegendampf eintritt, daher überhaupt keine starken Schläge erfolgen (s. Berechnung der Hämmer ohne Leergang).

Der ganze Schieberlauf ergibt sich für die höchste Stellung des Steuerhebels aus Fig. 375

$$(62) \quad \ldots\ldots\ldots s_h = 2\,l \sin\frac{\varphi}{2} - t.$$

Bei dem Kolbenwege h_a, welcher dem Beginn der Ausströmung entspricht, hat die innere Schieberkante den Weg s_a, Fig. 377, zurückgelegt; nun soll nach dem Wege s_h diese Kante in die punktirte Lage, unterhalb des Dampfkanales gelangen, da bei niedrigeren Stellungen des Steuerhebels wegen geänderten Schieberlaufes die punktirte Linie etwas aufwärts rücken und der Kanal nicht mehr vollständig geöffnet werden kann; es soll mithin

$$s_h - s_a > a$$

sein. Für s_a ergibt sich aber nach (60)

$$s_a = l\left[\sin\frac{\varphi}{2} - \sin\left(\alpha - \frac{\varphi}{2}\right)\right] - t,$$

worin unter α der dem Schieberweg s_a entsprechende Werth zu verstehen ist. Führt man diesen und den Werth (62) in die obige Beziehung für $s_h - s_a$ ein, so ergibt sich

$$l\left[\sin\frac{\varphi}{2} + \sin\left(\alpha - \frac{\varphi}{2}\right)\right] > a;$$

hieraus und nach (60) erhält man nun

$$(63) \quad \ldots\ldots \begin{cases} \mu = \dfrac{L\sin\varphi + n}{\cos\varphi} - h_a, \\ \sin\alpha = \dfrac{\mu\sqrt{L^2+\mu^2-n^2} - n\,L}{L^2+\mu^2}, \\ l > \dfrac{a}{\sin\dfrac{\varphi}{2} + \sin\left(\alpha - \dfrac{\varphi}{2}\right)}. \end{cases}$$

Dampfvertheilung beim Niedergange, Effekt des Schlages. Um die Dampfvertheilung beim Niedergange zu ermitteln, müssen zuerst die Entfernungen s_c, s_a, s_g des Schiebers von seiner höchsten Stellung, welche den Kolbenhöhen h_a, h_c und h_g bei Beginn der Ausströmung, Compression und des Gegendampfes entsprechen, ermittelt werden; dies geschieht, indem man in (60) der Reihe nach $K = h_a$, h_c und h_g setzt, und die entsprechenden Werthe von μ, α und s berechnet; zieht man von letzteren den todten Gang t ab, so ergibt sich s_a, s_c und s_g.

Aus Fig. 377 zeigt sich ohne weitere Erläuterung, in welcher Art die Dimensionen des Schiebers diesen Werthen entsprechen müssen, damit die Dampfvertheilung in der gewünschten Art stattfinde. Beim Niedergange des Kolbens bewegt sich der Schieber aus seiner tiefsten

gegen die in Fig. 377 gezeichnete höchste Stellung aufwärts. Ist derselbe von dieser letzteren Stellung noch um s_g entfernt, so beginnt Expansion des Oberdampfes, daher der Kolben sich in der Höhe H_e befindet; ebenso entsprechen den Entfernungen s_a, s_c und s_e beziehungsweise Beginn der Compression, Ausströmung und des Gegendampfes, daher die Kolbenhöhen H_c, H_a, H_g.

Um die letzteren zu finden, hat man, da beim Niedergange der todte Gang ausser Betracht kommt, in (59) der Reihe nach $s = s_g$, s_a, s_c und s_e zu setzen, wodurch sich in derselben Reihenfolge die Werthe $K = H_e$, H_c, H_a und H_g ergeben, welche die Dampfvertheilung beim Niedergange angeben.

Nach Ermittlung derselben kann mittelst der Formeln (39) bis (43) der kleinste Effekt E des Schlages berechnet werden, wobei $H = H_m$ zu setzen ist; ergibt sich derselbe negativ, so erreicht der Hammer die Unterlage nicht mehr; will man dies vermeiden, so hat man s_e kleiner anzunehmen. Ergibt sich E zu gross und soll dieser Werth herabgesetzt werden, so hat man s_e zu vergrössern.

Verstellung der Steuerung. Die Verstellung des Drehpunktes o, Fig. 376, der Steuerung erfolgt innerhalb eines Kreisbogens $o\,o_1$; denkt man sich diese Verschiebung bei der tiefsten Stellung des Hammers, Fig. 375, ausgeführt, so ändern sich dabei die Längen L und DE, daher auch der Winkel φ nur so wenig, dass man die früher bestimmten Verhältnisse der äusseren Steuerung als gleichbleibend ansehen kann. Wird der Punkt O um eine Grösse v vertikal abwärts bewegt, so ist mithin der wesentliche Effekt nur der, dass der Schieber bei jeder beliebigen Kolbenstelluug um v niedriger steht als früher. Bei der grössten Verschiebung v soll nun der untere Dampfkanal bei der Ruhelage des Hammers auch dann noch theilweise geöffnet sein, wenn das dickste zu bearbeitende Schmiedestück auf dem Amboss liegt. Sollte übrigens einmal ein Stück grösserer Dicke aufliegen, so hätte man, um den Kanal zu öffnen, nur den Steuerhebel etwas höher zu stellen, wodurch allerdings die Stärke des Schlages abnimmt. Um die letztere auf das erreichbare Maass steigern zu können, wird man daher die grösste Verschiebung v etwa um die halbe Kanalweite $\frac{a}{2}$, Fig. 377, kleiner als s_e nehmen, so dass nach erfolgter Verschiebung der Kanal noch auf die Hälfte geöffnet ist; eine noch kleinere Oeffnung hätte zu starke Drosselung des Dampfes zur Folge.

Steht nun der Punkt B, Fig. 375, und der Schieber um v tiefer als früher, so hat der erstere einen um v kleineren Weg als früher zurück-

zulegen, um den Schieber in die dem Beginn der Expansion, Compression u. s. w. erforderlichen Stellungen zu bringen; man findet daher die Kolbenhöhen $K = h_e$, h_c, h_a und h_g, welche der neuen Lage des Steuerhebels entsprechen, indem man in (59) der Reihe nach $s = s_e + t - v$, $s_c + t - v$ u. s. w. setzt; ferner die Höhen $K = H_e$, H_c, H_a und H_g, indem man s der Reihe nach gleich $s_g - v$, $s_a - v$, $s_c - v$ und $s_e - v$ setzt.

Die Höhe H, auf welche der Hammer nunmehr ansteigt, ergibt sich aus (37)

$$(64) \quad . \quad H = \mathfrak{A}\, O \frac{(p - p'\gamma)\, h_g + r\, \varepsilon\, h_c\, (\beta\, p - p') + H_m\, p'\, (\gamma - 1)}{\mathfrak{A}\, O\, (p - r\, p' + r - 1) + G + R},$$

worin bei Berechnung von ε, c, β und γ, sowie für h_c und h_g die neu ermittelten Kolbenhöhen einzuführen kommen.

Unter Einsetzung der gefundenen Höhen für den Niedergang ergibt sich mittelst (39) bis (42) und (43) der grösste Werth von E.

Will man endlich noch den ganzen Weg s_h bestimmen, den der Schieber nun zurücklegt, so setze man in (60) $K = H$ und ziehe von dem erhaltenen Werthe von s den Leergang t ab.

Bei Tieferstellung des Steuerhebels wird, wie das später durchgeführte Beispiel zeigt, die Hubzahl grösser.

Dimensionen der inneren Steuerung. Aus den für die höchste Stellung des Steuerhebels gefundenen Werthen s_e, s_c s_a und s_g folgen die Dimensionen der inneren Steuerung. Nach Fig. 377 werden die Längen λ_o und λ_u des oberen und unteren Schieberlappens

$$(65) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \lambda_o = s_g + a - s_c,$$

$$(66) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \lambda_u = s_a + a - s_e.$$

Bei der höchsten vorkommenden Stellung, Fig. 377, des Schiebers soll dessen unteres Ende den Auslasskanal wegen dichten Abschlusses noch etwa um $\frac{a}{4}$ überdecken; ist daher d die Dicke des Steges, so soll

$$d + a \gtrless s_e + \frac{a}{4},$$

$$(67) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad d \gtrless s_e - \frac{3}{4} a$$

sein. Bei der tiefsten Stellung befindet sich der Schieber um s_h niedriger als in Fig. 377; diese Stellung zeigt Fig. 378. Soll hier der Auslasskanal vom oberen Lappen noch um $\frac{a}{4}$ überdeckt werden, so muss, unter d_1 die Dicke des oberen Steges verstanden,

$$s_g + a + d_1 \gtrless s_h + \frac{a}{4},$$

$$(68) \quad \ldots\ldots\ldots d_1 \gtreqless s_h - s_g - \frac{3}{4} a$$

sein. Man kann auch $d = d_1$ und beide dem grösseren von den Werthen (67) und (68) gleich setzen.

Ferner soll bei beiden Stellungen der Auslasskanal wegen ungehinderten Dampfaustrittes noch auf die Höhe a geöffnet sein; ist daher a_1 dessen Weite, so ergibt sich aus Fig. 377

$$a_1 + d = s_a + a,$$

$$(69) \quad \ldots\ldots\ldots a_1 = s_a + a - d,$$

ferner für die niedrigste Schieberstellung, Fig. 378,

$$a_1 + d_1 + a + s_g = s_h + \lambda_o + a$$

und nach Einsetzung des Werthes von λ_o

$$(70) \quad \ldots\ldots\ldots a_1 = s_h + a - s_c - d_1.$$

In (69) und (70) sind die bereits angenommenen Werthe von d und d_1 einzusetzen und für a_1 der grössere von beiden gefundenen Werthen beizubehalten.

Die innere Höhe des Schiebers wird nach Fig. 377 gleich

$$71) \quad \ldots\ldots\ldots a_1 + d_1 + d + s_c - s_a,$$

und zeichnet man den Schieber derart, dass sein unteres Ende den unteren Kanal um s_c öffnet, so erhält man seine bei ganz gehobenem Drehpunkte des Steuerhebels eintretende höchste Stellung, welche der Ruhelage des Fallblockes auf dem Amboss entspricht.

Der Querschnitt der Dampfkanäle wird bei Schnellhämmern mit 15 bis 40 Cent. Cylinderdurchmesser gleich $^1/_{18}$ bis $^1/_{20}$ des Cylinderquerschnittes O genommen, und zwar bei grossem Durchmesser verhältnissmässig kleiner; die Länge des Querschnittes gleich der 4- bis 5fachen Weite a, bei grossem Durchmesser verhältnissmässig grösser. Hieraus ergibt sich die zur Berechnung der Schieber-Dimensionen erforderliche Grösse a.

Vorgang bei der Berechnung. Zu dieser Berechnung müssen gegeben sein: das Hammergewicht G; der grösste Hub H_m, welchen man nach S. 341, bei kleinen Hämmern auch grösser nehmen kann, und die Dampfspannung p Atm. Die Reibung R kann wegen der verhältnissmässig grossen Kolbenfläche gleich 0·12 G, die Spannung p' des abströmenden Dampfes gleich 1·1 Atm. gesetzt werden. Den Durchmesser der Kolbenstange findet man meist gleich dem halben Cylinderdurchmesser, daher $r = 1 - 0{\cdot}5^2 = 0{\cdot}75$.

Um rasche und starke Schläge zu erhalten, muss der Kolbenlauf h_c, während dessen Einströmung stattfindet, gross, gleich 0·6 bis 0·7

von H_m, genommen werden; dagegen soll der Kolbenlauf $h_.$, bei welchem Ausströmung beginnt, merklich kleiner als H_m sein, damit sich keine ungünstigen Verhältnisse der Steuerung ergeben, auch damit die Kolbenhöhe h_g bei Beginn des Gegendampfes nicht kleiner als h_a werde. Aus h_e und h_a folgt der Expansionsgrad $\varepsilon = \frac{h_a}{h_e}$, der nach dem Gesagten nicht viel über 1 steigt. Auch der Compressionsgrad c ist nicht gross, etwa gleich 1·5 anzunehmen; allerdings wächst bei Abnahme von ε und c der Dampfverbrauch.

Hat man diese Werthe gewählt, so ergeben sich aus (34) und (35), worin natürliche Logarithmen zu setzen sind, die Coëfficienten β und γ, und aus (38) die Minimal-Kolbenfläche; für O ist ein 2 bis $2^1/_2$ mal so grosser Werth anzunehmen. Ferner bestimmt man nach (37), worin $H = H_m$ zu setzen ist, die Kolbenhöhe h_g bei Beginn des Gegendampfes, wodurch nach (33) auch die Höhe h_c bei Anfang der Compression bestimmt ist.

Es sollte h_a grösser als h_c werden, damit die Compression vor der Ausströmung beginne und nicht gleichzeitig ober und unter dem Kolben Ausströmung stattfinde; trifft dies nicht zu, so hat man h_a oder c grösser zu wählen. Anderseits pflegt man, wie oben bemerkt, h_a nicht grösser als h_g zu nehmen, damit nicht beim Aufgange der Gegendampf schon vor der Ausströmung beginne. Endlich wird, damit das Gleiche nicht beim Niedergange stattfinde, h_c nicht kleiner als h_e gemacht; um h_c zu vergrössern, wäre erforderlichen Falles c kleiner zu nehmen. Aendert man einen dieser Werthe, so ist, unter Beibehaltung der bereits festgesetzten Kolbenfläche O, nur β, γ, h_g und h_c von Neuem zu berechnen.

Nun wird nach S. 384 die Kanalweite a ermittelt, die Länge n und L, Fig. 375, angenommen, φ aus (61) und l der Bedingung (63) gemäss bestimmt.

Durch Einführung der Werthe von L, l, n und φ können die Gleichungen (59) und (60) eine vereinfachte Form erhalten.

Man setze ferner in (60) $K = h_e$, so ist der resultirende Werth von s die Summe aus dem todten Gange t und dem Schieberwege s_e bis zum Beginn der Expansion, und muss sonach auf diese beiden Grössen entsprechend vertheilt werden, wobei das S. 380 Gesagte zu berücksichtigen ist.

Führt man in (60) der Reihe nach $K = h_e$, h_a und h_g ein, und zieht von den resultirenden Werthen von s die Grösse t ab, so ergeben sich die Schieberwege s_e, s_a und s_g, Fig. 377; aus (62) folgt der ganze Schieberlauf s_h.

Weiters hat man in (59) s der Reihe nach gleich s_g, s_a, s_c und s_e zu setzen, um die Kolbenwege $K = H_e$, H_c, H_a und H_g zu erhalten, bei welchen beim Niedergange die Perioden der Dampfvertheilung beginnen, und sodann mittelst (39) bis (42), worin natürliche Logarithmen erscheinen*), die Werthe ε_1 und c_1, β_1 und γ_1, und aus (43) den kleinsten Effekt des Schlages E zu bestimmen.

Die Ermittelung des Einflusses der Verschiebung des Steuerhebels und die Bestimmung des grössten Effektes E ist hierauf nach S. 382 auszuführen; die Dimensionen der inneren Steuerung ergeben sich nach S. 383 und die Hubdauer nach den Formeln (48) bis (55).

Beispiel. Es sei das Hammergewicht $G = 170$ Kil.; der Hub, der sich dabei nach der Formel auf S. 341 gleich $0{\cdot}34^m$ ergibt, soll $H_m = 0{\cdot}4^m$ genommen werden, ferner sei $p = 4$ Atm., $R = 0{\cdot}12 \,.\, 170 = 20$ Kil., $r = 0{\cdot}75$, $p' = 1{\cdot}1$ Atm.

Nimmt man $h_c = 0{\cdot}26$ und $h_a = 0{\cdot}28^m$, daher $\varepsilon = 1{\cdot}077$, so folgt aus (34) und (38)

$$\beta = 1 \text{ und } O \geqq 0{\cdot}0123.$$

Nimmt man den Kolbendurchmesser gleich $0{\cdot}18^m$, so wird

$$O = 0{\cdot}0254,$$

welcher Werth beibehalten werden soll; der Durchmesser der Kolbenstange ist dann gleich $0{\cdot}09^m$.

Wählt man ferner $c = 1{\cdot}5$, so wird nach (35), (37), worin $H = H_m = 0{\cdot}4^m$ zu setzen ist, und (33)

$$\gamma = 0{\cdot}892,\ h_g = 0{\cdot}308,\ h_c = 0{\cdot}262.$$

Die Compression beginnt daher nahe gleichzeitig mit der Expansion, wie es auch bei den ausgeführten Hämmern üblich ist, und es entspricht die Reihenfolge der abgerundeten Werthe

$$h_e = 0{\cdot}26,\ h_c = 0{\cdot}26,\ h_a = 0{\cdot}28,\ h_g = 0{\cdot}31$$

den oben ausgedrückten Anforderungen.

Nimmt man den Kanalquerschnitt gleich $^1/_{18}$ des Cylinderquerschnittes, also gleich 0·00141, und die Kanalweite

$$a = 0{\cdot}02^m,$$

so ergibt sich die Länge der Kanalmündung gleich

$$\frac{0{\cdot}00141}{0{\cdot}02} = 0{\cdot}07^m.$$

Es sei weiters n, Fig. 275, gleich $0{\cdot}055^m$ und $L = 0{\cdot}16$ ein passend scheinender Werth, so folgt aus (61)

$$\varphi = 64^\circ\ 10',$$

dann aus (63) $\mu = 0{\cdot}177$, $\alpha = 34^\circ\ 30'$, $l > 0{\cdot}035$.

Diese Bedingung ist leicht zu erfüllen, da l schon wegen constructiver Rücksichten einen grösseren Werth erhalten muss; setzt man

$$l = 0{\cdot}07^m,$$

*) Der natürliche Logarithmus ergibt sich aus dem Brigg'schen durch Multiplikation mit 2·3026.

so erhalten die zur Berechnung der Kolbenhöhen K aus den Wegen s und umgekehrt dienenden Formeln (59) und (60) die folgende einfachere Gestalt:

$$(59)\quad \left\{\begin{aligned} &\sin(\alpha - 32^\circ 5') = 0{\cdot}531 - 14{\cdot}3\, s,\\ &K = 0{\cdot}126 + 0{\cdot}367\,\frac{\sin(64^\circ 10' - \alpha) - 0{\cdot}15}{\cos\alpha};\end{aligned}\right.$$

$$(60)\quad \left\{\begin{aligned} &\mu = 0{\cdot}457 - K\\ &\sin\alpha = \frac{\mu\sqrt{\mu^2 + 0{\cdot}0226} - 0{\cdot}0088}{0{\cdot}0256 + \mu^2},\\ &s = 0{\cdot}0372 - 0{\cdot}07\sin(\alpha - 32^\circ 5').\end{aligned}\right.$$

Setzt man in (60) $K = h_e$, so ergibt sich

$$\mu = 0{\cdot}197,\ \alpha = 38^\circ 10',\ s = 0{\cdot}030;$$

letzterer Werth ist gleich $s_e + t$; um t möglichst gross zu erhalten, soll

$$s_e = a = 0{\cdot}02^m$$

und daher $t = 0{\cdot}01^m$ genommen werden.

Führt man nun in (60) für K die Werthe $h_a = 0{\cdot}28$ und $h_g = 0{\cdot}31$ ein, so ergibt sich der Reihe nach

$$\begin{aligned} \mu &= 0{\cdot}177 \quad 0{\cdot}147\\ \alpha &= 34^\circ 30' \quad 27^\circ 50',\\ s &= 0{\cdot}034 \quad 0{\cdot}042,\end{aligned}$$

es wird daher, indem man von diesen Werthen die Grösse $t = 0{\cdot}01^m$ abzieht,

$$s_a = 0{\cdot}024,\ s_g = 0{\cdot}032;$$

der Schieberweg bei Beginn der Expansion und Compression ist

$$s_e = s_c = 0{\cdot}020^m.$$

Aus (62) ergibt sich der ganze Schieberlauf

$$s_h = 0{\cdot}064^m.$$

Weiters folgt, indem man in (59) der Reihe nach s gleich 0·032, 0·024 und 0·020 setzt,

$$\begin{aligned} \alpha &= 36^\circ 15' \quad 42^\circ 55' \quad 46^\circ 15',\\ K &= 0{\cdot}271 \quad 0{\cdot}232 \quad 0{\cdot}210,\end{aligned}$$

daher ist

$$H_e = 0{\cdot}271,\ H_c = 0{\cdot}232,\ H_a = H_g = 0{\cdot}210^m.$$

Nun ergibt sich aus (39) bis (42)

$$\varepsilon_1 = 1{\cdot}47,\ c_1 = 1{\cdot}10,\ \beta_1 = 0{\cdot}942,\ \gamma_1 = 0{\cdot}995$$

und aus (43), indem man darin $H = H_m = 0{\cdot}4$ setzt,

$$E = 87{\cdot}3 \text{ Kil.-Meter.}$$

Wollte man E noch weiter herabsetzen, so hätte man s_e grösser, t kleiner zu machen, wodurch aber auch der Maximal-Effekt des Schlages abnimmt.

Nimmt man die grösste Vertikal-Verschiebung v des Drehpunktes des Steuerhebels gleich $0{\cdot}012^m$ an, so ist bei tiefster Lage desselben der Kanal bei der Ruhelage des Hammers auf $s_e - 0{\cdot}012 = 0{\cdot}008^m$, also nicht ganz zur Hälfte geöffnet. Um die Dampfvertheilung bei dieser geänderten Stellung zu erfahren, hat man in (59) für s der Reihe nach $s_e + t - v = s_c + t - v$, $s_a + t - v$ und $s_g + t - v$ zu setzen; hiemit erhält man

für $s = 0{\cdot}018$ $0{\cdot}022$ $0{\cdot}030$,
$\alpha = 48^\circ 0'$ $44^\circ 35'$ $37^\circ 55'$,
$K = 0{\cdot}196$ $0{\cdot}221$ $0{\cdot}262$,

daher wird nun

$$h_e = h_c = 0{\cdot}196,\ h_a = 0{\cdot}221,\ h_g = 0{\cdot}262;$$

um die Dampfvertheilung beim Niedergange zu erhalten, ist in (59) in umgekehrter Ordnung $s = s_g - v$, $s_a - v$ u. s. w. zu setzen; man erhält

für $s = 0{\cdot}020$ $0{\cdot}012$ $0{\cdot}008$,
$\alpha = 46^\circ 15'$ $53^\circ 10'$ $56^\circ 45'$,
$K = 0{\cdot}210$ $0{\cdot}151$ $0{\cdot}112$,

mithin wird

$$H_e = 0{\cdot}210,\ H_c = 0{\cdot}151,\ H_a = H_g = 0{\cdot}112.$$

Es ergeben sich ferner aus (32) bis (35) die Grössen

$$\varepsilon = 1{\cdot}13,\ c = 1{\cdot}81,\ \beta = 0{\cdot}993,\ \gamma = 0{\cdot}740,$$

und aus (64) die Höhe, auf welche nun der Hammer ansteigt,

$$H = 0{\cdot}329^m,$$

also um 7 Cent. kleiner als der Maximalhub; ferner wird nach (39) bis (42)

$$\varepsilon_1 = 1{\cdot}52,\ c_1 = 1{\cdot}35,\ \beta_1 = 0{\cdot}933,\ \gamma_1 = 0{\cdot}945$$

und hiemit nach (43) der grösste Effekt des Schlages

$$E = 132 \text{ Kil.-Meter.}$$

Setzt man endlich in (60) $K = H = 0{\cdot}329^m$, so ergibt sich $\mu = 0{\cdot}128$, $\alpha = 23^\circ 5'$, $s = 0{\cdot}048$; es ist daher der ganze Schieberlauf s_h bei niedrigster Stellung des Steuerhebels

$$s_h = 0\,048 - t = 0{\cdot}038^m.$$

Nun erhält man die Länge des oberen und des unteren Schieberlappens aus (65) und (66)

$$\lambda_o = 0{\cdot}032,\ \lambda_u = 0{\cdot}024^m;$$

ferner soll die Dicke der Stege nach (67) und (68), worin $s_h = 0{\cdot}064$ zu setzen ist,

$$d \gtrless 0{\cdot}005,\ d_1 \gtrless 0{\cdot}017^m$$

sein; man kann

$$d = d_1 = 0{\cdot}020^m$$

nehmen. Nach (69) ergibt sich $a_1 = 0{\cdot}024$ und nach (70)

$$a_1 = 0{\cdot}044^m, \text{ daher}$$
$$a. = 0\,044^m$$

beizubehalten ist. Nach (71) wird die innere Höhe des Schiebers gleich 0·08, somit dessen ganze Höhe gleich $0{\cdot}136^m$.

Fig. 380 zeigt die höchste und tiefste Stellung des Schiebers bei ganz gehobenem, Fig. 381 bei ganz gesenktem Steuerhebel in $^1/_4$ Naturgrösse.

Behufs Bestimmung der Hubdauer erhält man aus (48) bis (51) für alle Stellungen des Steuerhebels

$$M = 526,\ N = 938,\ g_1 = 29{\cdot}2,\ g_2 = 55{\cdot}3,\ g_4 = 52{\cdot}9,\ g_6 = 31{\cdot}5,$$

sodann für die höchste Stellung aus (52) bis (55)

$$v_1 = 3{\cdot}90,\ v_2 = 3\,01,\ v_4 = 3{\cdot}69,\ v_6 = 3{\cdot}17,\ v_5 = 4{\cdot}83,$$
$$t_1 = 0{\cdot}133,\ t_2 = 0{\cdot}014,\ t_3 = 0{\cdot}060,\ t_4 = 0{\cdot}070,\ t_5 = 0{\cdot}014,\ t_6 = 0{\cdot}052,$$

die Gesammtdauer des Hubes wird sonach 0·343 Sek. und die Zahl Schläge pr. Minute 175. Man sieht, dass die Dauer der zweiten und fünften Periode, welche zusammen 0·028 Sek. beträgt, gegen die Gesammtdauer von 0·348 Sek. nur eine untergeordnete Rolle spielt. Wäre die Dauer dieser Perioden nur halb so gross als nach der Rechnung, so würde sich die Hubzahl gleich 182 ergeben.

Für die niederste Stellung des Steuerhebels dagegen wird

$$v_1 = 3{\cdot}38,\ v_2 = 2{\cdot}72,\ v_4 = 3{\cdot}55,\ v_6 = 3{\cdot}90,\ v_5 = 4{\cdot}72,$$

$$t_1 = 0{\cdot}116,\ t_2 = 0{\cdot}022,\ t_3 = 0{\cdot}049,\ t_4 = 0{\cdot}067,\ t_5 = 0{\cdot}024,\ t_6 = 0{\cdot}026,$$

die Dauer des ganzen Hubes 0·304 Sek., die Hubzahl gleich 197, also nicht viel grösser als früher. Wäre hier die Dauer der zweiten und fünften Periode nur halb so gross als nach obiger Rechnung, so erhielte man die Hubzahl gleich 214 statt 197.

Schnellhämmer ohne Leergang der Steuerung.

Das Eigenthümliche dieser Steuerungen (vergl. S. 371), bei welchen der Schieber sich in continuirlicher Bewegung befindet, ist, dass bei beliebiger Kolbenstellung der Schieber die gleiche Stellung besitzt, ob nun der Hammer im Auf- oder Niedergange begriffen ist. Bei gleichen Dimensionen ergeben die Hämmer mit Leergang der Steuerung stärkere Schläge und sind daher vorzuziehen; gegen dieselben liesse sich nur einwenden, dass der Schieber stets durch einen Stoss in Bewegung gebracht wird, und die Theile, welche diesem Stosse ausgesetzt sind, mehr leiden müssen.

Dampfvertheilung. Es erfolge die Steuerung durch einen gewöhnlichen Muschelschieber, Fig. 377. Der Kolben bewege sich auf-, der Schieber abwärts, so beginnt die Expansion in dem Augenblick, wo der untere Lappen den Dampfkanal abschliesst. Der Kolben befindet sich dabei in der Höhe h_e, Fig. 373. Bewegt sich dagegen der Kolben ab- und der Schieber aufwärts, so beginnt im genannten Momente der Eintritt von Gegendampf, der Kolben befindet sich also in der Höhe H_g, Fig. 374. Der gleichen Schieberstellung entspricht aber nach dem Vorigen die gleiche Kolbenstellung, daher ist $H_g = h_e$. Rückt ferner beim Kolbenaufgange der Schieber so weit herab, dass der obere Lappen den oberen Kanal schliesst, so beginnt die Compression, der Kolben befindet sich in der Höhe h_c; beim Niedergange des Kolbens und Aufgange des Schiebers entspricht diese Stellung dem Beginn der Ausströmung ober dem Kolben, mithin der Höhe H_a des letzteren, daher $H_a = h_c$ ist. Es ergibt sich auf diese Weise

$$(72)\quad \cdots\cdots \begin{cases} H_g = h_e,\ H_a = h_c, \\ H_c = h_a,\ H_e = h_g. \end{cases}$$

Hieraus resultirt ferner, dass die Perioden der Dampfvertheilung beim Auf- und Niedergange einen gleichen Kolbenlauf einnehmen, und zwar unter dem Kolben:

Volldruck beim Aufgange und Gegendampf beim Niedergange,
Expansion „ „ „ Compression „ „
Ausströmung „ „ „ Ausströmung „ „

ober dem Kolben:

Ausströmung beim Aufgange und Ausströmung beim Niedergange,
Compression „ „ „ Expansion „ „
Gegendampf „ „ „ Volldruck „ „

Es ergibt sich nun aus (39) und (40) wegen (33) und (32)

$$(73)\quad \left\{\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{H_m - h_c}{H_m - h_g} = c, \\ c_1 &= \frac{h_a}{h_c} = \varepsilon, \end{aligned}\right.$$

d. h. der Compressionsgrad c beim Aufgange und der Expansionsgrad ε_1 beim Niedergange, und umgekehrt, sind gleich. Die Ausdrücke (37) und (38) für h_g und O erleiden hierdurch keine Aenderung, dagegen lässt sich nun der Effekt E des Schlages anders ausdrücken.

Effekt des Schlages. Ist die Dampfvertheilung für den Aufgang gewählt, so ist dadurch nach dem Vorigen auch die des Niederganges unabhängig von der Construktion der äusseren Steuerung gegeben; der Effekt des Schlages kann daher berechnet werden, ohne dass dabei eine bestimmte Steuerungs-Einrichtung vorausgesetzt werden müsste. Die Kenntniss der letzteren ist nur zur Ermittelung des Einflusses einer Verstellung der Steuerung nothwendig.

Um E auszudrücken, ergibt sich wegen $\varepsilon_1 = c$ und $c_1 = \varepsilon$ aus (41) und (42)

$$\beta_1 = \frac{1 + \log c}{c}, \quad \gamma_1 = \varepsilon\,(1 - \log \varepsilon).$$

Führt man diese Werthe, dann $\varepsilon_1 = c$, $H_c = h_g$ und $H_g = h_c$ in (43) ein, so erhält man

$$E = (G - R)\,H + \mathfrak{A}\,O\,[(H_m - h_g)\,(p + p\,\log c - c\,p') - H_m\,(p - p') + \\ + H\,(p + r - r\,p' - 1) - r\,h_c\,(p - \varepsilon\,p' - \varepsilon\,p'\,\log \varepsilon)].$$

Die Gleichung (36) lässt sich, indem man darin die Werthe von β und γ aus (34) und (35) einsetzt, auch schreiben

$$0 = -(G + R)\,H + \mathfrak{A}\,O\,[h_g\,(p - c\,p' + c\,p'\,\log c) + \\ + H_m\,p'\,(c - c\,\log c - 1) - H\,(p + r - r\,p' - 1) + r\,h_c\,(p + p\,\log \varepsilon - \varepsilon\,p')].$$

Addirt man diese Gleichungen, so ergibt sich nach gehöriger Reduktion

$$(75) \quad \ldots\ldots \quad E = -2RH + \mathfrak{A}O\,[(H_m - h_g)(p - cp')\log c + r h_e (p - \varepsilon p')\log \varepsilon].$$

Der Werth innerhalb der Klammer besteht aus 4 Gliedern, welche, wenn man in dem zweiten nach (33) $(H_m - h_g)\,c = H_m - h_c$, in dem vierten nach (32) $\varepsilon h_e = h_a$ setzt und nebstdem die Relationen (72) und (73) berücksichtigt, die folgende Gestalt erhalten:

$$(H_m - h_g)\,p \log c = (H_m - H_e)\,p \log \varepsilon_1$$
$$-(H_m - h_g)\,c p' \log c = -(H_m - h_c)\,p' \log c$$
$$r h_e p \log \varepsilon$$
$$-r h_e \varepsilon p' \log \varepsilon = -r H_c p' \log c_1.$$

Denkt man sich die in (75) angedeutete Multiplikation dieser 4 Ausdrücke mit $\mathfrak{A}O$ ausgeführt, so erkennt man, dass dieselben der Reihe nach bedeuten: die Expansions- und Compressionsarbeit des Oberdampfes, dann die Expansions- und Compressionsarbeit des Unterdampfes.

Der Effekt des Schlages ist daher unabhängig von der Volldruck- und Gegendampfwirkung und kommt nur der Differenz der produzirten Expansions- und der consumirten Compressionsarbeiten, weniger der Reibungsarbeit für Auf- und Niedergang gleich.

Es geht dieses Resultat schon aus der oben angegebenen Dampfvertheilung hervor; da Volldruck und Gegendampf, sowie die Ausströmung beim Auf- und Niedergange gleich lang dauern, der Einfluss des Fallgewichtes und des Luftdruckes auf die Kolbenstange sich compensiren, kann die ganze zu Ende des Niederganges im Fallgewicht verbliebene Wirkungsgrösse nur gleich sein den Expansions- weniger Compressionsarbeiten, weniger der Reibungsarbeit für Auf- und Niedergang.

Sollen also Schnellhämmer ohne todten Gang betriebsfähig sein, so muss Expansion und Compression, die eine beim Auf- und die andere beim Niedergange, oder beides stattfinden.

Vortheilhaftester Expansions- und Compressionsgrad. Bei gegebenen Dimensionen werden die stärksten Schläge durch bestimmte Werthe von ε und c erreicht, welche sich auf folgende Art ergeben.

Der Werth innerhalb der Klammer des Ausdruckes (75) wird Null für $\varepsilon = 1$ und $c = 1$, ferner für

$$c = \frac{p}{p'} \text{ und } \varepsilon = \frac{p}{p'}.$$

Es darf also die Compression nicht bis zur Spannung p des wirksamen Dampfes und die Expansion nicht bis zur Spannung p' des abströmenden

Dampfes getrieben werden, und es muss zwischen 1 und $\frac{p}{p'}$ gelegene Werthe von c und ε geben, für welche der Effekt des Schlages ein Maximum wird. Diese lassen sich erst bestimmen, nachdem man in (75) den gleichfalls von c und ε abhängigen Werth (37) von h_g eingeführt hat.

Addirt man zur Gleichung (37) beiderseits $- H_m$, so ergibt sich

$$-(H_m - h_g) = \frac{1}{p - p'\gamma}\Big[H(p - r p' + r - 1) - r \varepsilon h_c (\beta p - p') - \\ - H_m (p - p') + \frac{(G + R) H}{\mathfrak{A} O}\Big].$$

Führt man sodann die Werthe (34) und (35) von β und γ ein, verwechselt die Zeichen und setzt die Summe der Grössen, welche den Faktor h_c nicht enthalten, gleich Q, so wird

$$H_m - h_g = \frac{r h_c (p + p \log \varepsilon - \varepsilon p') - Q}{p - c p' (1 - \log c)},$$

$$(H_m - h g)(p - c p') \log c = U[r h_c (p + p \log \varepsilon - \varepsilon p') - Q],$$

worin

$$U = \frac{(p - c p') \log c}{p - c p' (1 - \log c)}$$

ist. Dividirt man die Gleichung (75) durch $\mathfrak{A} O$ und setzt den obigen Werth und $\frac{h_a}{\varepsilon}$ statt h_c ein, so erhält man

$$\frac{E}{\mathfrak{A} O} = U\left[r h_a \left(p \frac{1 + \log \varepsilon}{\varepsilon} - p'\right) - Q\right] + r h_a \left(\frac{p}{\varepsilon} - p'\right) \log \varepsilon - \\ - \frac{2 R H}{\mathfrak{A} O}.$$

Da h_a, damit die Ausströmung beim Aufgange hinreichend geöffnet werde, genügend kleiner als H sein muss, ist diese Grösse als gegeben zu betrachten. Sieht man nun ε als constant an, so wird E ein Maximum, wenn der von c abhängige Werth U am grössten ist. Differenzirt man daher U nach c und setzt den ersten Differentialquotienten gleich Null, so ergibt sich nach entsprechender Reduktion

$$p - c p' = \sqrt{c p p'} \log c;$$

der dieser Gleichung entsprechende Werth von c macht U zum Maximum.

Sieht man ferner U als constant an, so zeigt obige Gleichung für E, dass E am grössten wird, wenn der Ausdruck

$$U p \frac{1 + \log \varepsilon}{\varepsilon} + \left(\frac{p}{\varepsilon} - p'\right) \log \varepsilon$$

ein Maximum ist; setzt man den ersten Differentialquotienten dieses Ausdruckes nach ε gleich Null, so ergibt sich schliesslich

$$p - \varepsilon p' = (1 + U) p \log \varepsilon,$$

und aus dieser Gleichung erhält man den auf das Maximum von E führenden Werth von ε, wobei in U der früher für c ermittelte Werth einzusetzen ist.

Folgendes Schema gibt die diesen Gleichungen für $p' = 1{\cdot}1$ und für verschiedene Spannungen p entsprechenden Werthe von c und ε:

$p =$	2	3	4	5	6
$c =$	1·3	1·7	1·9	2·2	2·4
$\varepsilon =$	1·3	1·5	1·5	1·6	1·7

Der vortheilhafteste Expansionsgrad bewegt sich daher innerhalb sehr enger Grenzen. Im Allgemeinen wächst sodann E bei gegebenem H noch mit h_e oder h_a.

Ist die Steuerung mit einer Regulirungsvorrichtung versehen, so wird man die angegebenen Werthe von c und ε für jene Stellung der Steuerung, welcher die starken Schläge entsprechen, annehmen, um dadurch das absolute Maximum des Effektes E zu erhalten.

Steuerung von Keller und Banning ohne Leergang. Um den Einfluss des Leerganges zu erkennen, soll die früher betrachtete Steuerung unter der Voraussetzung, dass der Schieber continuirlich in Bewegung sei, untersucht werden.

Um das Maximum des Effektes zu erhalten, wird man, da die starken Schläge voraussichtlich wieder der tiefsten Stellung des Steuerhebels entsprechen, für diese Stellung die Rechnung zuerst durchführen und die in obigem Schema angegebenen Werthe von ε und c annehmen, einen Hub H gleich $^3/_4$ bis $^4/_5$ des grössten Hubes und h_i merklich kleiner als H wählen; durch h_a ist wegen (32) auch h_e bestimmt. Nun wird nach (34), (35), (37) und (33) β, γ, h_g und h_c berechnet; über das Verhältniss dieser Höhen ist das S. 385 Gesagte zu beachten. Sodann lässt sich E nach (75) ermitteln.

Man bestimmt ferner wie früher die Kanalweite a, wählt n und L und berechnet φ nach (61). Dem Kolbenwege $K = h_e$ muss in (60) der Schieberweg $s = s_e$ entsprechen, da $t = 0$ ist; führt man diese Werthe in (60) ein, so ergibt sich

$$(76) \quad \ldots \quad \begin{cases} \mu = \dfrac{L \sin\varphi + n}{\cos\varphi} - h_e, \\ \sin\alpha = \dfrac{\mu\sqrt{L^2 + \mu^2 - n^2} - nL}{L^2 + \mu^2}, \\ s_e = l\left[\sin\dfrac{\varphi}{2} - \sin\left(\alpha - \dfrac{\varphi}{2}\right)\right]. \end{cases}$$

Es sind mithin l und s_e derart anzunehmen, dass der dritten von diesen Gleichungen entsprochen ist; s_e sollte nicht viel kleiner als die halbe Kanalweite a ausfallen. Nebstdem ist zu untersuchen, ob der angenommene Werth von l der Bedingung (63) genüge.

Nun bestimmt man aus (60) durch Einsetzung von $K = h_c, h_a, h_g$, H die Schieberwege $s = s_c, s_a, s_g$ und s_h, und nimmt die grösste Verschiebung v des Steuerhebels nach aufwärts derart an, dass bei tiefster Schieberstellung der untere Dampfkanal zum mindesten ganz eröffnet sei, also

$$v \gtreqless a - s_e.$$

Hierauf setze man in (59) der Reihe nach s gleich $s_e + v$, $s_c + v$ u. s. w., um die der neuen Stellung entsprechenden Kolbenhöhen h_e, h_c u. s. w. zu erhalten, berechne aus (32) bis (35) ε, c, β und γ, und aus (64) die Höhe H, welche nicht grösser als H_m ausfallen darf; im entgegengesetzten Falle wäre v kleiner zu wählen. Endlich erhält man aus (75) den kleinsten Effekt E des Schlages.

Die Schieberdimensionen ergeben sich wieder nach S. 383, die Hubdauer aus (48) bis (55).

Beispiel. Der im vorigen Beispiel S. 386 berechnete Hammer, für welchen $G = 170$ Kil., $H_m = 0{\cdot}4^m$, $p = 4$, $R = 20$ Kil., $r = 0{\cdot}75$, $p' = 1{\cdot}1$, $O = 0{\cdot}0254$ war, soll ohne todten Gang arbeiten.

Nimmt man für die tiefste Stellung des Steuerhebels den Hub $H = 0{\cdot}32^m$, ferner nach obigem Schema

$$\varepsilon = 1{\cdot}5,\ c = 1{\cdot}9,$$

sodann

$$h_a = 0{\cdot}24, \text{ daher } h_e = 0{\cdot}16$$

an, so findet man aus (34) und (35), dann aus (37) und (33)

$$\beta = 0{\cdot}937,\ \gamma = 0{\cdot}681,$$
$$h_g = 0{\cdot}274,\ h_c = 0{\cdot}16;$$

diese Kolbenhöhen können, als gut entsprechend, beibehalten werden. Nach (75) wird dabei der grösste Effekt des Schlages

$$E = 51 \text{ Kil.-Meter},$$

also beträchtlich kleiner als beim Hammer mit todtem Gange, wo der Maximaleffekt 132 Kil.-Meter betrug.

Aus (76) ergibt sich

$$\mu = 0{\cdot}297,\ \alpha = 52^\circ\,30',\ s_e = 0{\cdot}182\,l.$$

Nimmt man wie früher $l = 0{\cdot}07$, so ergibt sich

$$s_e = 0{\cdot}013^m.$$

Ferner erhält man aus (63)

$$\mu = 0{\cdot}217,\ \alpha = 41^\circ\,50',\ l > 0{\cdot}028,$$

welche Bedingung reichlich erfüllt ist, so dass auch bei höchster Stellung des Steuerhebels der untere Kanal für die Ausströmung gehörig geöffnet sein wird.

Der Schieberweg s_c ist wegen $h_e = h_c$ gleich s_e; um s_a und s_g zu erhalten,

hat man in den Gleichungen (60), S. 387, welche auch hier verwendbar sind, $K = h_a$ und h_g zu setzen, und erhält

$$s_a = 0{\cdot}025,\ s_g = 0{\cdot}033^m.$$

Nun werde die Verschiebung $v = 0{\cdot}007^m$ angenommen, so dass der Kanal bei höchster Schieberstellung auf $v + s_e = 0{\cdot}02^m$, also gerade auf seine ganze Höhe geöffnet ist. Indem man die um v vergrösserten Schieberwege in (59), S. 387, einsetzt, erhält man die neuen Kolbenhöhen

$$h_e = h_c = 0{\cdot}21,\ h_a = 0{\cdot}27,\ h_g = 0{\cdot}30,$$

dann nach (32) bis (35)

$$\varepsilon = 1{\cdot}286,\ c = 1{\cdot}9,\ \beta = 0{\cdot}973,\ \gamma = 0{\cdot}681$$

und nach (64) die Höhe, auf welche der Hammer ansteigt,

$$H = 0{\cdot}42^m,$$

daher die Verschiebung v schon um ein Geringes zu gross angenommen wurde, wenn $H_m = 0{\cdot}4$ nicht überschritten werden soll. Setzt man in (75) annähernd $H = 0{\cdot}4^m$, so ergibt sich der kleinste Effekt des Schlages

$$E = 42 \text{ Kil.-Meter.}$$

Es ist also nur eine geringe Variation in der Stärke der Schläge möglich; allerdings ist die Eröffnung des Kanales bei tiefster Stellung des Hebels und des Schiebers gleich $0{\cdot}013^m$, während dieselbe früher nur $0{\cdot}008^m$ betrug. Man könnte daher l, mithin s_e kleiner wählen, so dass sich v grösser nehmen und der kleinste Werth von E weiter herabsetzen liesse.

Berechnung der Daelen-Hämmer.

Bei diesem System wird der Hammer, Fig. 379, durch den von unten in den Cylinder strömenden Dampf gehoben, während ober dem Kolben Ausströmung stattfindet. Bei einer Höhe H_1 hört die Aus- und Einströmung auf, der obere und untere Cylinderraum treten durch einen Kanal a in Verbindung. Von diesem Augenblicke bis zu Ende des Falles ist der Dampf im Cylinder eingeschlossen, und wirkt von oben auf die ganze, von unten nur auf die ringförmige Kolbenfläche. Es resultirt daher ein auf den Kolbenstangenquerschnitt wirkender Dampfdruck nach abwärts, der bis zu Ende des Hubes wächst, weil die Kolbenstange in den Cylinder dringt, das Dampfvolum daher kleiner, die Spannung grösser wird. Entgegen wirkt der Druck der Atmosphäre auf den Kolbenstangenquerschnitt; der Ueberdruck in Verbindung mit dem Gewichte des Hammers begrenzt den Aufgang und beschleunigt den Niedergang. Während des letzteren expandirt der Dampf wieder, weil die Kolbenstange aus dem Cylinder tritt.

Als Vortheil der Daelen-Hämmer wird hervorgehoben, dass auch bei Anwendung der Handsteuerung, wie sie gegenwärtig für grössere Hämmer üblich ist, stets der ganze aufgewendete Dampf mit Expansion wirkt, während bei anderen Hämmern mit Handsteuerung und mit Oberdampf die Expansion wenigstens dieses letzteren ausgeschlossen ist, weil bei der

kleinen Fallzeit die Absperrung von Hand nicht im richtigen Moment stattfinden kann. Dagegen verursacht das Ueberströmen des Dampfes im Momente der Umsteuerung einen allerdings geringen Effektsverlust, indem der Dampf sich dabei ausdehnt, ohne die Expansionswirkung an den Hammer abzugeben; nur ein Theil dieser Wirkung wird dadurch gewonnen, dass der überströmende Dampf die Spannung des ober dem Kolben vorhandenen Dampfes von p' auf einen höheren Werth p_1 (s. unten) bringt. Die dicke Kolbenstange gewährt mehr Sicherheit, dagegen ist die Vergrösserung der bei Dampfhämmern stets schwer dicht zu haltenden Stopfbüchse ein Nachtheil.

Ueber Regulirung der Stärke und Dauer der Schläge, Einfluss der Kolbenfläche, Dampfspannung u. s. w. gilt das bei Hämmern mit Oberdampf Gesagte.

Compressions- und Expansionsarbeit. Bei Beginn des Ueberströmens besitzt der Dampf unter dem Kolben das Volum $r\,O\,H_1$ und die Spannung p. Dieses Volum mischt sich mit dem ober dem Kolben vorhandenen $O\,(H - H_1)$, welches die Spannung p' besitzt, wodurch eine mittlere Spannung p_1 entsteht. Seien v und v_1 die Volume, welche der Unter- und der Oberdampf nach erfolgter Mischung in dem Gemenge einnehmen, so ist nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$p_1\,v = r\,O\,H_1\,p,$$
$$p_1\,v_1 = O\,(H - H_1)\,p',$$

durch Addition beider Gleichungen folgt

$$p_1\,(v + v_1) = O\,M, \text{ worin}$$

$$(77) \quad . \quad M = r\,H_1\,p + (H - H_1)\,p' = H_1\,(r\,p - p') + H\,p'$$

ist. Ferner ergibt sich die Compressionsarbeit beim Aufgange gleich

$$(78) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathfrak{A}\,p_1\,(v + v_1)\,log\,c = \mathfrak{A}\,O\,M\,log\,c,$$

und es ist hierin der Compressionsgrad c, da das Volum

$$v + v_1 = O\,(H - H_1) + r\,O\,H_1$$

auf $r\,O\,H$ verdichtet wird,

$$(79) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad c = \frac{H - H_1\,(1 - r)}{r\,H}.$$

Beim Niedergange expandirt dasselbe Dampfquantum, welches bei der Spannung p_1 das Volum $v + v_1$ besass, von $r\,O\,H$ bis auf $O\,H$, es ist daher der Expansionsgrad gleich $\frac{1}{r}$ und die Expansionsarbeit beim Niedergange

$$(80) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathfrak{A}\,O\,M\,log\,\frac{1}{r}.$$

Kolbenfläche, Länge des Kolbenweges bis zur Umsteuerung. Beim Aufgange werden folgende Wirkungen an das Fallgewicht übertragen:

durch die Spannung p des Unterdampfes auf dem Wege H_1

$$\mathfrak{A}\, r\, O\, p\, H_1,$$

durch den Luftdruck auf den Kolbenstangenquerschnitt auf dem Wege H

$$\mathfrak{A}\,(1-r)\, O\, H;$$

dagegen wird consumirt: durch die Spannung p' des abströmenden Dampfes ober dem Kolben auf dem Wege H_1

$$\mathfrak{A}\, O\, p'\, H_1;$$

durch die Compression des Dampfes die durch (78) ausgedrückte Arbeit, dann durch Hammergewicht und Reibung $(G+R)\,H$; endlich soll, um dem Widerstand gegen das Ueberströmen auf dem Wege $H-H_1$ Rechnung zu tragen, eine Spannung $p'-1$ ober dem Kolben als wirksam angenommen werden, welche die Arbeit

$$\mathfrak{A}\, O\,(H-H_1)\,(p'-1)$$

erfordert. Zieht man die consumirten von den produzirten Arbeiten ab, so ergibt sich

$$\mathfrak{A}\, O\,[r\,p\,H_1+(1-r)\,H-p'\,H_1-M\log c- \\ -(H-H_1)\,(p'-1)]-(G+R)=0.$$

Aus dieser Gleichung wie in den früheren Fällen die Höhe H_1 zu bestimmen, stösst auf Schwierigkeiten, weil auch c nach (79) eine Funktion von H_1 ist. Es ist daher einfacher, H_1 anzunehmen, und zwar um so kleiner gegen H, je grösser die Zahl und Stärke der Schläge werden soll. Ist H_1 gewählt, so ergibt sich c aus (79), und sonach folgt aus der letzten Gleichung nach gehöriger Reduktion

$$(80)\quad .\quad .\quad O=\frac{1}{\mathfrak{A}}\,\frac{(G+R)\,H}{H_1\,(r\,p-1)+H\,(2-p'-r)-M\log c}.$$

Effekt des Schlages, Dampfverbrauch. Der Effekt des Schlages ist gleich der Differenz der beim Niedergange produzirten und consumirten Wirkungen. Zu den ersteren gehören: die Expansionsarbeit (80) und der Betrag

$$(G-R)\,H;$$

zu den letzteren die Arbeit des Luftdruckes auf die Kolbenstange

$$\mathfrak{A}\, O\,(1-r)\,H$$

und die des Widerstandes gegen das Ueberströmen, welche wieder dadurch Berücksichtigung finden soll, dass auf die Unterfläche des Kolbens eine Spannung $p'-1$ wirkend angenommen wird, welche die Arbeit

$$\mathfrak{A}\, r\, O\, H\,(p'-1)$$

consumirt. Hiemit folgt der Effekt

$$(82)\quad .\quad E=(G-R)\,H+\mathfrak{A}\, O\left[M\log\frac{1}{r}-H\,(1+r\,p'-2\,r)\right].$$

Der Dampfverbrauch pr. Hub ist

(83) . . . . . $m = r\,O\,H_1$,

die Leistung pr. 1 Kil. Dampf ergibt sich wie unter (16).

Hubdauer. Diese zerfällt in die drei Perioden des Aufganges über H_1, dann über $H - H_1$, endlich des Niederganges. In der ersten Periode wirken der Dampfdruck auf die Fläche $r\,O$, und der atmosphärische auf den Kolbenstangenquerschnitt $(1 - r)\,O$ fördernd, hingegen die Spannung p' auf O, dann Reibung R und Hammergewicht G hindernd; die Beschleunigung ist daher

$$g_1 = \frac{g}{G}\,[\mathfrak{A}\,r\,O\,p + \mathfrak{A}\,(1 - r)\,O - \mathfrak{A}\,O\,p' - (G + R)],$$

(84) . . $$g_1 = \frac{g}{G}\,[\mathfrak{A}\,O\,(p\,r + 1 - p' - r) - (G + R)].$$

Die Endgeschwindigkeiten der drei Perioden sind

(85) . . . . $$v_1 = \sqrt{2\,g_1\,H_1},\; v_2 = 0,\; v_3 = \sqrt{2\,g\,\frac{E}{G}};$$

für die Zeiten ergibt sich, wenn man den Aufgang über $H - H_1$ als gleichförmig verzögert und den Niedergang über H als gleichförmig beschleunigt ansieht,

$$t_1 = \frac{2\,H_1}{v_1},\; t_2 = \frac{2\,(H - H_1)}{v_1},\; t_3 = \frac{2\,H}{v_3},$$

mithin die ganze Hubdauer

(86) . . . . . $$T = \frac{2\,H}{v_1} + \frac{2\,H}{v_3}.$$

Formeln zur Berechnung. Bei grösseren Hämmern dieser Art wird der Kolbenstangendurchmesser gleich 0·5, bei kleineren gleich 0·6 des Kolbendurchmessers genommen. Das Verhältniss r der unteren Kolbenfläche $r\,O$ zur oberen O schwankt daher zwischen 0·75 und 0·64.

Die Höhe H_1, bei welcher die Umsteuerung stattfinden soll, ist natürlich kleiner als der ganze Hub H, und zwar um so kleiner anzunehmen, je grösser die Zahl und Stärke der Schläge sein soll.

Setzt man $p' = 1{\cdot}1$ Atm., die Reibung R gleich $0{\cdot}08\,G$ und $g = 9{\cdot}8088$, $\mathfrak{A} = 10333$, so erhält man folgende bei der Berechnung der Reihe nach zu gebrauchende Formeln, in welchen Brigg'sche Logarithmen zu setzen sind (der betreffende Reduktionscoëfficient ist in den Werth der Hilfsgrösse M einbezogen) und die Grössen die auf S. 344 angegebene Bedeutung besitzen:

$$c = \frac{H - H_1\,(1 - r)}{r\,H},$$

$$M = 2{\cdot}303\,[H_1\,(r\,p - 1{\cdot}1) + 1{\cdot}1\,H],$$

$$O = \frac{1}{9600}\,\frac{G\,H}{H_1\,(r\,p-1) + H\,(0{\cdot}9 - r) - M\,log\,c},$$

$$E = 0{\cdot}92\,G\,H + 10330\,O\left[M\,log\,\frac{1}{r} - H\,(1 - 0{\cdot}9\,r)\right],$$

$$m = r\,O\,H_1,\quad e = \frac{E}{m\,\delta},$$

$$g_1 = 10{\cdot}6\left[\frac{9600\,O}{G} - (r\,p - r - 0{\cdot}1) - 1\right],$$

$$T = 0{\cdot}45\,H\left(\frac{3{\cdot}13}{\sqrt{g_1\,H_1}} + \sqrt{\frac{G}{E}}\right).$$

Beispiel. Es sei wie bei dem S. 351 berechneten Hammer ohne Oberdampf und Prellung, jedoch mit Expansion, $G = 1120$ Kil., $H = 1^m$, $p = 3$ Atm., ferner sei $r = 0{\cdot}7$, und es werde $H_1 = 0{\cdot}76^m$ genommen, welcher Werth sich im genannten Beispiele durch Rechnung ergab. Man erhält nun

$$c = 1{\cdot}103,\ M = 4{\cdot}283,$$

$$O = 0{\cdot}1368,$$

daher der Durchmesser des Cylinders gleich $0{\cdot}417^m$, der Querschnitt der Kolbenstange $(1 - r)\ O = 0{\cdot}0410$ und ihr Durchmesser gleich $0{\cdot}228^m$ wird; ferner ergibt sich

$$E = 1443 \text{ Kil.-Meter},\ m = 0{\cdot}0728,\ e = 11650 \text{ Kil.-Meter},$$

also der Effekt des Schlages bedeutend grösser, die Leistung pr. Kil. Dampf kleiner als im erwähnten Beispiele, wo diese Werthe 917 und 13300 betrugen; der geringere Werth von e ist jedoch vorwaltend dem Umstande zuzuschreiben, dass der Expansionsgrad dort gleich 2, hier aber nur gleich $\frac{1}{r} = 1{\cdot}43$ ist. Sodann wird

$$g_1 = 5{\cdot}56,\ T = 1{\cdot}082,$$

die Zahl der Schläge gleich 55, während sie beim Hammer ohne Oberdampf 51 pr. Minute betrug.

Dampfcylinder.

Dimensionen. Der Durchmesser des Dampfcylinders ergibt sich aus der angenommenen oder berechneten Kolbenfläche O. Die Höhe desselben soll, um ein Anschlagen des Kolbens an den Cylinderdeckel zu verhüten, etwas grösser sein als es der Hub H erfordert; nur bei Hämmern mit Dampfprellung fällt diese Rücksicht weg. Uebrigens ist in der Regel die Umsteuerung stellbar eingerichtet und kann daher beim Betrieb die Hubhöhe der gegebenen Cylinderlänge entsprechend regulirt werden. Wegen des grösseren schädlichen Raumes, der sich ober dem Kolben

durch den veränderlichen Hub, unter demselben durch verschiedene Dicke der Schmiedestücke ergibt, ist der Dampfverbrauch stets verhältnissmässig gross.

Die Wandstärke wird mit Rücksicht auf die Erschütterungen und die besonders im Untertheil vorkommenden Brüche grösser als für andere Dampfmaschinen genommen und zuweilen von oben gegen unten um $^1/_6$ bis $^1/_3$ vermehrt.

Die Dampfkanäle sollen besonders bei Hämmern mit Oberdampf keinen zu geringen Querschnitt erhalten; man empfiehlt denselben gleich $^1/_{20}$ oder selbst $^1/_{18}$ bis $^1/_{16}$ des Cylinderquerschnittes zu setzen.

Sicherung gegen zu hohes Aufsteigen des Kolbens. Zur Begrenzung des Hubes dienen im Allgemeinen die Mittel, welche den Fall beschleunigen, (vergl. S. 339), und zwar Prellung oder Oberdampf.

Bei älteren Hämmern wurde der Cylinder oben offen gelassen und dadurch die Ueberschreitung des normalen Hubes unschädlich gemacht. Eine Einrichtung zur Hubbegrenzung, zugleich Prellung durch Dampf, zeigt Fig. 402; an den Kanal *o* schliesst sich ein durch Fig. 400 vergrössert dargestelltes Gehäuse, welches zwei Ventile *s d* enthält. Beim Niedergange öffnet sich *s* und lässt in den oberen Cylinderraum Luft eintreten, welche beim Niedergange durch *d* wieder ausströmt; sobald der Kolben die Oeffnung *o* überschreitet, wird die Luft ober demselben comprimirt. Ebenso ist der Cylinder, Fig. 399, ausgestattet und dabei das Druckventil *d* noch durch eine Feder niedergehalten. Der Zweck wäre indessen auch ohne Ventile erreicht.

In derselben Absicht hat man an der Tragbrücke *v*, Fig. 370, unten Holzstücke oder Bufferfedern, welche letztere wieder den Fall beschleunigen, befestigt. Beim Hammer von Türck, Fig. 431, liegt auf einem Absatze am oberen Cylinderende eine Scheibe mit einem Stiel *s*, über welchen abwechselnde Kautschuk- und Eisenplatten geschoben sind.

Bei den neueren Hämmern ohne Oberdampf ist der obere Cylinderraum in der Regel geschlossen und mit dem Dampfaustrittsrohre in Verbindung, so dass der wegen Undichtheit der Kolbenliederung entweichende Dampf ebenfalls in das genannte Rohr gelangt. Die Hubbegrenzung wird, gleichzeitig mit Prellung, durch Versetzung des Austrittskanales unter das Cylinderende erzielt. Oft wird auch der Cylinderdeckel aus Blech gefertigt, wobei die unten befindlichen Arbeiter weniger gefährdet sind als bei Vorhandensein eines gusseisernen, durch einen Stoss in einzelne Trümmer zerbrechenden Deckels.

Bei Condie-Hämmern werden im unteren Theile des beweglichen Cylinders Oeffnungen angebracht, welche den Raum unter dem Kolben mit der äusseren Luft in Verbindung setzen; ist die Oeffnung über den

Kolben aufgestiegen, so wird der Raum unter letzterem abgeschlossen und dadurch der Hub begrenzt, zugleich die Prellung erzielt. Die Oeffnungen münden in einen an den Cylinder befestigten, oben offenen Kanal mit Blechwandungen, wobei die Arbeiter durch den mit Luft vermischt ausströmenden Dampf nicht belästigt sind. Noch eine weitere Vorkehrung ist bei Beschreibung des Fallblockes der Condie-Hämmer angegeben.

In ähnlicher Art wie gegen zu hohes Aufsteigen des Hammers wird hie und da gegen die Folgen eines Bruches der Kolbenstange vorgesorgt. Beim grossen Neuberger Dampfhammer besitzt zu diesem Zwecke der Blechdeckel die Form eines oben geschlossenen kurzen Cylinders von etwas grösserer Weite als der Dampfcylinder, so dass bei Aufsteigen bis in diese Weitung ober und unter dem Kolben sich der gleiche Druck einstellt. Bei Revollier's Dampfhammer befindet sich auf dem Cylinder ein Aufsatz von etwas grösserem Durchmesser, in welchem eine Gussplatte auf der Oberfläche des Cylinders ruht. Der etwa zu hoch emporsteigende Kolben drückt die Platte empor; der Raum ober dieser steht aber mit dem Dampfzuleitungsrohre in Verbindung, daher die Spannung des Kesseldampfes den weiteren Aufgang begrenzt.

Befestigung des Cylinders, Cylinderboden. Bei der gewöhnlichen Anordnung ist der Cylinder entweder auf dem schon erwähnten Träger *v*, Fig. 370, welcher auch den Namen Holm führt, aufgestellt, und dieser bildet zugleich den Boden, in welchem die Stopfbüchse angebracht wird. Bei grossem Durchmesser des Cylinders kann derselbe mit angegossenen Platten direkt auf der Oberfläche oder auf Absätzen der Ständer gelagert werden. Er muss dann unten einen Deckel erhalten.

Besteht der Kolben mit Kolbenstange und Fallblock aus einem Stück, so ist jedenfalls ein besonderer Cylinderboden erforderlich, welcher, sowie der Stopfbüchsendeckel zweitheilig sein muss, — ein Nachtheil der genannten, sonst mit Rücksicht auf Festigkeit zweckmässigen Construktion. Die beiden Hälften des Deckels stossen längs eines Durchmessers zusammen und sind durch Flantschen und Schrauben verbunden, wie z. B. Fig. 382 bei *f* zeigt. Mitunter wird an die Unterfläche des Stopfbüchsentopfes durch Schrauben mit versenkten Köpfen ein zweitheiliger Schmiedeeisenring befestigt, dessen Stösse gegen die des Cylinderdeckels um 90° verstellt sind. In der letzteren Art sind auch die beiden Hälften des Stopfbüchsendeckels verbunden.

Da der Cylinder im unteren Theile leicht springt, wird seine Verbindung oft in der Weise hergestellt, dass daraus zugleich eine Verstärkung des unteren Cylinderendes resultirt. So z. B. wird die breite untere Flantsche durch vertikale Rippen mit der ersten Umfangsrippe

des Cylinders verbunden; beim grossen Hammer zu Woolwich ist in $^1/_4$ der Höhe des Cylinders eine zweite Flantsche angegossen und sind die Befestigungsschrauben bis zu dieser hinaufgeführt. Auch werden längere vertikale Hülsen für die Schrauben an die Seiten des Cylinders angegossen.

Das Gesagte soll durch einige Beispiele erläutert werden.

Eine Befestigung des 0·57^m weiten Cylinders für einen Hammer von 3000 Kil. Fallgewicht zeigen Fig. 385 im Vertikalschnitt und Fig. 386 im Grundriss. Darin ist *c* der Cylinder, *a* der Dampfkanal, *b* der Träger, an dessen Oberfläche sich ein ringförmiger in den Cylinder eingreifender Vorsprung befindet. An der Mündung des Kanales *a* ist das Gehäuse mit den Steuerungsventilen befestigt. Der Träger *b* besteht aus zwei horizontalen Platten, deren untere rechteckig ist, die obere eine gegen beide Enden zu verminderte Breite besitzt; an den Rand der oberen Platte schliesst sich eine ringsherum laufende vertikale Wand, welche die Verbindung mit der unteren Platte herstellt. Die Oeffnungen *o* dienen dazu, den Kern für die Gussform in den Höhlungen des Trägers *b* zu befestigen und nach dem Gusse zu entfernen. Die Ständer besitzen I förmigen Querschnitt und endigen oben in horizontalen Platten *p*, welche dem Träger *b* zur Unterlage dienen. An den Cylinder sind unten 4 hohe Aufsätze *d* angegossen, durch welche Schrauben zur Befestigung des Cylinders an dem Träger *b* und den Platten *p* gesteckt sind; zwischen diesen vier starken sind 8 schwächere Schrauben vertheilt, welche die untere Cylinderflantsche mit dem Träger verbinden und vorzüglich zum Festziehen der Liederung dienen. Der Träger *b* ist mit den Platten *p* ausser durch *d* noch durch 4 Schrauben *e* verbunden. Auf die Bolzen *d* und *e* sind schmiedeeiserne Ringe geschoben, welche in Vertiefungen an den sich berührenden Flächen von *b* und *p* passen und die Seitenverschiebung hindern.

Eine Verbindung ohne Holm ist durch Fig. 387 bis 389 in Vorder- und Seitenansicht, dann im Horizontalschnitt dargestellt. Der betreffende Hammer hat 2500 Kil. Gewicht. Der Cylinder ist auf einige Tiefe herab zwischen beide Ständer eingelassen und besitzt angegossene Platten *h* und *v*. Erstere sind durch Rippen verstärkt, die Platten *v* schliessen sich an *h* und an die untere Cylinderflantsche, beide sind durch Schrauben mit den I förmigen Ständern verbunden. Die schmiedeeisernen Döbel *s* sind bestimmt, den Stoss des Fallblockes gegen die zur Hubbegrenzung dienenden hölzernen Einlagen *n* aufzufangen. Der Cylinderboden besteht aus zwei durch Flantschen *f* vereinigten Theilen.

Bei grösserer Entfernung der beiden Ständer oder kleinerem Durchmesser des Dampfcylinders ist es gerathen, statt der einfachen Platten *h*

hohle Angüsse von rechteckigem Querschnitte anzubringen, während die sonstige Construktion ungeändert bleiben kann.

Fig. 404 zeigt die Befestigung des Cylinders eines kleinen Hammers an den Ständern *S*, welche im Obertheil durch zwei beiderseits an der Stopfbüchse vorübergeführte Stehbolzen *t* verbunden sind. Eine andere Construktion für kleine Hämmer mit nur einem Ständer ist durch Fig. 451 und 453 dargestellt.

Die direkte Befestigung des Cylinders an hohlen Ständern kann nach Fig. 382 (Ansicht) und Fig. 383 (Horizontalschnitt) ausgeführt werden. Der Cylinder ist durch Rippen mit zwei Platten *p* verbunden, welche auf Absätzen der Ständer ruhen und an diesen durch horizontale Schrauben befestigt sind; letztere liegen in Angüssen der Ständer *q*, deren Querschnitt Fig. 383 zeigt. Der Cylinderboden ist, wie schon oben erwähnt, zweitheilig.

Noch eine Befestigung des Cylinders an hohlen Ständern zeigen Fig. 391 zur Hälfte in der Ansicht und im Längenschnitt, Fig. 390 im Querschnitt. An den Cylinder ist eine breite durch Rippen verstärkte Flantsche *f* angegossen, der untere Theil greift zwischen beide Ständer ein. Die letzteren stossen in der Mittelebene des Hammers zusammen und bilden einen Hohlcylinder, der oben mit einer Flantsche versehen ist, auf welcher der Kranz *f* ruht und durch Schrauben befestigt wird. Die Verbindung beider Ständer erfolgt durch Angüsse *a*, über welche schmiedeeiserne Ringe warm aufgezogen sind.

Bei älteren Hämmern endigen die Ständer oben in schwalbenschwanzartige Zapfen, welche in entsprechenden Vertiefungen des Holms durch Keile befestigt sind, In Fig. 446 sind die Zapfen cylindrisch und ist der Holm durch Bolzen *e* befestigt.

Innere Steuerung.

Zur Steuerung kann man ausser den Apparaten, welche die Dampfvertheilung besorgen, auch jene rechnen, durch welche die Admission regulirt wird. Diese werden wie für andere Dampfmaschinen ausgeführt; es stehen Schieber oder Doppelsitzventile in Anwendung.

Die eigentliche, zur Dampfvertheilung dienende Steuerung ist in die innere und äussere zu unterscheiden; erstere begreift die Maschinentheile, welche unmittelbar den Wechsel in der Strömung des Dampfes bewirken, letztere den Mechanismus, der die Bewegung vom Kolben oder Fallblock an die inneren Steuerungsorgane überträgt. Schon in der Einleitung dieses Abschnittes wurde ferner bemerkt, dass Hand- und selbstthätige Steuerung zur Anwendung komme, letztere gegenwärtig

nur bei kleinen schnell arbeitenden Hämmern, dass aber beim Aufgange stets selbstthätig umgesteuert werde.

Die Hebel u. s. w. zur Regulirung der Admission und zur Steuerung sollen, sämmtlich dem Maschinenwärter bequem zur Hand sein. Der Stand des letzteren befindet sich bei kleinen Hämmern an der Sohle, bei grossen auf einer am Hammergerüst befestigten, durch eine Treppe zugänglichen Plattform, von welcher aus der Fallblock und das Schmiedestück sichtbar sein sollen, damit der Wärter sich bei der Regulirung des Ganges nicht nur nach den Weisungen der beim Ausschmieden beschäftigten Arbeiter, sondern auch nach eigener Beobachtung richten könne.

Zur inneren Steuerung dienen Schieber, Ventile, Hähne und Kolben. Die Dimensionen dieser Theile werden wie bei anderen Dampfmaschinen bestimmt und richten sich nach denen der Dampfkanäle, bei selbstthätiger Bewegung auch nach der gewünschten Dampfvertheilung.

Muschelschieber. Die gewöhnlichen Muschelschieber zeigen in der Anwendung zur Handsteuerung bei grösseren Dimensionen den Nachtheil, schwer beweglich zu sein; dies macht sich schon bei 2500 Kil. Hammergewicht fühlbar. Man sucht dagegen durch Entlastung zu helfen, allein bisher hat sich noch keine derartige Construktion allgemeineren Eingang verschafft. Ein besseres Mittel für den Zweck ist die Anwendung von Röhren- oder von getrennten Schiebern.

Meist lässt man den Schieber auf einer besonderen Platte gleiten, welche in den Schieberkasten eingesetzt und auswechselbar ist.

Bei Hämmern mit Unterdampf allein münden an den Schieberspiegel zwei Dampfkanäle, deren einer zum unteren Cylinderende, der andere zum Abblaserohr führt. Ein Beispiel davon zeigt Fig. 439, worin *e* das in den Schieberkasten mündende Dampfzuleitungsrohr, *a* einen mit dem Abblaserohr und *c* den mit dem Cylinder communizirenden Kanal bedeuten. Bei der gezeichneten höchsten Schieberstellung kann der Dampf durch *c* und *a* entweichen, der Hammer fällt. Bei seiner tiefsten Stellung deckt der Schieber nur den Kanal *a*, daher frischer Dampf durch *e* und *c* in den Cylinder tritt und den Hammer hebt.

Arbeitet dagegen der Hammer mit Oberdampf, so sind wie bei einer doppeltwirkenden Maschine drei Dampfkanäle erforderlich. Beispiele dafür geben die Fig. 380, 455 und 456 u. s. w.

In Fig. 392 und 393 ist der Schieber für einen Daelen-Hammer dargestellt. Darin sind *o u* die zu beiden Cylinderenden laufenden Dampfkanäle, *E* das Ein- und *A* das Ausströmungsrohr für den Dampf. Bei der gezeichneten höchsten Stellung des Schiebers strömt frischer Dampf unter den Kolben, der verbrauchte Oberdampf gelangt von *o* durch die

Höhlung des Schiebers nach *A*, der Kolben steigt empor; für den Niedergang wird der Schieber in die tiefste Stellung gebracht, bei welcher *o* und *u* durch die Höhlung des Schiebers communiziren, die Mündung von *A* durch den oberen Schieberlappen gedeckt ist.

Der Schieber ist auf die Art entlastet, dass ein in eine ringförmige Nuth desselben eingelegtes Kautschukband einen Metallring gegen die glatt bearbeitete Fläche des Schieberkastensdeckels andrückt (vergl. „entlastete Schieber").

Den Schieber des Hammers von Türck zeigt Fig. 431.*) Der Dampf strömt von den Kesseln durch das Rohr *d* in einen vertikalen Kanal *e*, welcher einerseits in den Schieberkasten *t*, anderseits in den unteren Theil des Cylinders mündet, und diesen stets mit gespanntem Dampfe gefüllt erhält. Durch *b* kann das condensirte Wasser abgeleitet werden. Der Schieber bewegt sich zwischen dem Sitze und einer festen Platte, welche denselben entlastet. Aus dem Schieberkasten führt ein Kanal *c* in den oberen Cylinderraum, ein zweiter zum Dampfabströmungsrohre *a*. Bei der gezeichneten Stellung fällt der Hammer durch den Ueberdruck des Dampfes auf die obere Kolbenfläche. Bei der höchsten Stellung des Schiebers communiziren *c* und *a*, der Oberdampf entweicht und der Hammer wird durch den Unterdampf gehoben.

Steuerung mit getrennten Schiebern. Wenn man den Cylinder mit abgesonderten Kanälen für den Ein- und Austritt des Dampfes versieht und diese mit einfachen Plattenschiebern überdeckt, so wird dadurch die dem Dampfdruck ausgesetzte Schieberfläche vermindert und die Bewegung erleichtert. Eine solche Steuerung könnte z. B. nach Fig. 398 auf folgende Art ausgeführt werden: Vom Dampfcylinder *C* münden zwei Kanäle *a e* in einen gemeinschaftlichen, durch eine Wand getheilten Schieberkasten; *E* ist das Ein- und *A* das Abströmungsrohr, welches letztere mit einer oberhalb *a* befindlichen Mündung in Communikation steht. Auf dieser Mündung und auf dem Dampfkanal *e* befinden sich die zwei Plattenschieber, welche mit einem zweiarmigen Hebel verbunden sind, der in Schlitze der Schieberstangen greift. Durch einen dritten Hebelsarm *c* kann *b* vom Handhebel aus mittelst der Zugstange *s* bewegt werden. Die Plattenschieber werden durch Federn oder Gewichte abwärts gedrückt, ihr Niedergang ist entsprechend begrenzt. Die Figur zeigt beide Schieber in der tiefsten Stellung. Wird die Zugstange *s* in der Richtung des Pfeiles bewegt, so öffnet sich *e*, der Dampf strömt in den unteren Cylindertheil ein, während die Mündung von *A* geschlossen bleibt, da der Hebel sich im Schlitze der Stange des betreffenden Platten-

*) Annales des mines, 5. Reihe, 8. Bd., S. 533.

schiebers abwärts bewegt. Hebt man die Stange z, so wird zuerst e geschlossen, danach die Mündung von A geöffnet, daher der Dampf durch a und A austreten kann.

In der That hat man früher öfters getrennte Schieber, zuweilen mit abgesonderten Handhebeln ausgeführt.

Neuerlich wurde von Ruchholz bei einem Dampfhammer von 4250 Kil. Fallgewicht in der Lokomotivfabrik zu Wiener Neustadt eine Steuerung mit getrennten Schiebern in sinnreicher Anordnung ausgeführt, welche sich gut bewährte.*) Fig. 394 zeigt dieselbe im Querschnitt, Fig. 395 in der Ansicht, zum Theil Schnitt durch die vordere Schieberstange. S ist der Schieberkasten, dessen am Cylinder befestigte Flantsche q nach oben verlängert ist und den Stützpunkt für die Steuerungstheile abgibt. An das untere Cylinderende schliesst sich ein Kanal mit zwei Oeffnungen e und a, welche in die beiden Abtheilungen des Kastens S münden. Die obere Abtheilung steht durch eine dritte Oeffnung A mit einem zum oberen Cylinderende führenden Kanal und durch diesen mit dem Abblaserohre in Verbindung; der Raum ober dem Kolben ist daher stets mit abgeblasenem Dampfe gefüllt. E ist das Dampfeinlassrohr. Auf den Mündungen e und a bewegen sich die Plattenschieber p und p_1, welche zur Verminderung des Hubes als Spaltschieber ausgeführt sind. Die Stange des Schiebers p bewegt sich durch eine Stopfbüchse am oberen Ende einer Röhre, welche den mittleren Theil der oberen Hälfte des Schieberkastens einnimmt und sich an die den Schiebersitz für p_1 bildende Platte anschliesst, daher die drei Kanalmündungen von A in je zwei Hälften theilt.

In den Schieberstangen sind niedrige horizontale Rahmen eingeschaltet, deren Längenmittel nach f und g, Fig. 395, fallen; der obere Rahmentheil ist durchbrochen und endigt in eine zur Führung dienende Stange hh_1. Durch die Oeffnungen im Obertheil der Rahmen ist ein Drehzapfen lose durchgesteckt und an der verlängerten Flantsche q des Schieberkastens befestigt. An diesem Zapfen befindet sich, zwischen beiden Rahmen, eine Nabe, an welche sich der zur Bewegung dienende Hebel h und ein vertikal abwärts gerichteter Arm anschliesst, der durch zwei Bolzen mit den Gleitstücken fg verbunden ist, die sich in den erwähnten Rahmen bewegen. Die Köpfe der Bolzen sind versenkt, die Muttern befinden sich an entgegengesetzten Seiten der Gleitstücke.

Bewegt man den Hebel h aus der gezeichneten Mittelstellung, bei welcher beide Schieber die Kanäle decken, in der Richtung des Pfeiles, so gelangt das Gleitstück g in die Stellung von f; der zugehörige Rahmen

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1874, 18. Bd., 4. Heft, S. 493.

legt dabei einen so geringen Weg nach unten und dann wieder nach oben zurück, dass der Auslassschieber p_1, mit welchem dieser Rahmen in Verbindung steht, nicht öffnet; das Gleitstück f dagegen bewegt sich auf eine grössere Höhe aufwärts, daher der Einlasskanal e geöffnet wird. Bei Zurückbewegung des Hebels h gelangen beide Gleitstücke zuerst in die gezeichnete Mittelstellung, der Kanal e schliesst sich; setzt man diese Bewegung weiter fort, so kommt f nach g, der Einlass bleibt geschlossen, g aber hebt sich höher, daher der Austritt geöffnet wird.

An dieser Steuerung ist nebst der compendiösen Einrichtung hervorzuheben, dass der Mechanismus derselben die Bewegung besonders erleichtert. Der Hebelsarm, an welchem der Widerstand der Schieberreibung wirkt, ist gleich der horizontalen Entfernung der Zapfenaxen f oder g von der Axe der Schieberstange; dieser Abstand wird aber am kleinsten bei der Mittelstellung, wo die Platten die Kanalöffnungen bedecken, wo daher die Schieberreibung am grössten ist.

Entlastete Schieber. Eine ältere Methode der Schieber-Entlastung besteht darin, an den Schieberkasten nach Fig. 399 einen Cylinder anzuschliessen, in welchem sich ein Kolben k befindet, der mit dem Schieber durch ein Gelenk in Verbindung steht. Der Raum ausserhalb des Kolbens communizirt mit der freien Luft. Der Kolben ist nur so gross, dass der Schieber noch durch einen geringen Ueberdruck dicht an den Sitz schliessend erhalten wird.

Bei neueren Entlastungen sucht man den Dampf ganz von der Aussenfläche des Schiebers abzuhalten, was jedoch nicht leicht für die Dauer zu erreichen ist.

So wird im Schieberkasten eine glatt bearbeitete Platte unveränderlich befestigt und der Schieber, dessen Rücken ebenfalls glatt gehobelt ist, zwischen diese und den Schiebersitz eingeschoben, wie bei dem oben angegebenen Schieber von Türck.

Um bei Abnützung der sich reibenden Flächen ein selbstthätiges Nachrücken der die Dichtung bewirkenden Theile zu erzielen, lässt man auf diese den Druck elastischer Körper wirken, wie bei dem gleichfalls beschriebenen Schieber Fig. 392 und 393.

Ein entlasteter Schieber für Handsteuerung ist beim Hammer von Lemmes*) angewendet und durch Fig. 384 dargestellt. Darin sind c d die Dampfkanäle, welche zum oberen und unteren Ende des Cylinders führen; k der Schieberkasten, in welchen das Dampfzu- und Ableitungsrohr e a, von denen ersteres punktirt angedeutet ist, münden. Der Schieber ist hohl und gleitet sowohl am Sitz als an der Innenfläche des

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1858, S. 181.

Deckels vom Schieberkasten. Derselbe besteht aus zwei Theilen, an deren Zusammenstoss zwei Kautschukringe *b g* eingeschaltet sind; der Ring *b* drückt beide Schiebertheile auseinander und hält sie in Berührung mit ihren Sitzflächen, der Ring *g* erzielt dampfdichten Schluss. Wird der Schieber aus der in der Zeichnung angegebenen mittleren Stellung aufwärts bewegt, so communiziren *e* und *c*, *d* und *a*; der Kolben geht aufwärts, der verbrauchte Dampf strömt durch den hohlen Schieber in das Ausflussrohr *a*. Bei der tieferen Stellung des Schiebers hingegen strömt der Dampf durch *c* und *a* ab, und es tritt durch *e* und *d* um so mehr Oberdampf in den Cylinder, je weiter die Mündung des Kanales *d* vom Schieberlappen eröffnet ist.

Den entlasteten Schieber von W. Meyer*) zeigen Fig. 397 im Querschnitt und Fig. 396 zur Hälfte in der Ansicht und im Längenschnitt. Der Eintritt des Dampfes in den Schieberkasten erfolgt durch das Rohr *a*; *b* ist der in den Dampfcylinder, *c* der in das Ausblaserohr mündende Kanal. Der Schieber *d* besteht aus Messing, die Schieberstange ist in das Stück *e* eingeschraubt, und dieses zwischen Backen am Schieber derart eingelegt, dass der letztere stets in Berührung mit dem Sitze bleibt. Die Steuerung erfolgt von Hand, der Hub des Schiebers ist dadurch begrenzt, dass unten ein daran angegossener Vorsprung, oben das Stück *e* an die Wand des Schieberkastens stösst. Bei der gezeichneten tiefsten Stellung strömt durch *b* der Dampf unter den Kolben, bei der höchsten aus *b* durch die Höhlung des Schiebers nach *c*.

Zur Entlastung dient die rechteckige Platte *f*, welche mit einem angegossenen Ringe in eine entsprechende Nuth des Schieberkastendeckels eingreift, in der eine Hanfpackung und darauf ein Eisenring liegt. An Vorsprüngen des Deckels ist ferner ein Stahlring *l* durch 4 Schrauben *m* befestigt (vergl. Fig. 396); abwechselnd mit *m* sind 4 andere Schrauben *k* durch Muttergewinde in Verstärkungen des Ringes *l* eingedreht und mit Gegenmuttern *r* versehen. Zieht man die Schrauben *k* an, so wird die Hanfpackung gegen die Platte *f* und diese gegen den Schieber gedrückt. Da der Ring *l* federt, bleibt *f* in Berührung mit dem Schieber, ohne dass eine Klemmung des letzteren eintritt. An die Platte *f* schliesst sich ein gegen aussen offenes Rohr *h*, daher auf den Rücken des Schiebers nur der atmosphärische Druck wirkt.

Die Platte *f* besitzt zur Verhinderung einer Drehung an ihren vertikalen Kanten Vorsprünge, welche an die Innenwand des Schieberkastens stossen. Um zu erkennen, ob die Verbindungen dampfdicht seien, ist der Deckel des Schieberkastens mit einer Oeffnung versehen und durch

*) Dingler's polyt. Journal 1867, 184. Bd., S. 287.

diese mit einem gewissen Spielraum das Rohr *h* geführt. Dringt nun Dampf zwischen den Schieber und die Platte *f*, so kommt derselbe an der Mündung des Rohres *h* zum Vorschein; schliesst dagegen die Hanfpackung nicht dicht, so tritt der Dampf durch den das Rohr *h* umgebenden Zwischenraum aus. Auf die vom angegossenen Ringe begrenzte Fläche der Platte *f* wirkt der atmosphärische Druck, auf die vom Schieber bedeckte Fläche von der anderen Seite her der Druck des in der Schieberhöhlung befindlichen abströmenden Dampfes, welcher ebenfalls dem atmosphärischen nahe gleich ist; im Uebrigen ist die Platte der Pressung des Kesseldampfes ausgesetzt, und es ist das Verhältniss zwischen jenen beiden Flächen so angenommen, dass noch ein geringer Ueberdruck auf *f* gegen den Deckel des Schieberkastens zu stattfindet.

Die beschriebene Einrichtung soll sich bei einem Dampfhammer bereits bewährt haben; es fehlen jedoch Nachrichten, ob dies auch auf die Dauer der Fall gewesen sei.

Röhrenschieber. Diese Schieberform steht gegenwärtig ziemlich viel im Gebrauch. Der Schieber ist eine Röhre, der Dampf circulirt nur im Innern derselben und in ringförmigen die Röhre umgebenden Kanälen, so dass der Dampfdruck vollkommen ausgeglichen ist; mit der Zeit tritt jedoch Ausreibung, mithin Undichtheit ein, daher in den cylindrischen Schieberkasten meist ein abgedrehter röhrenförmiger Einsatz aus Metall kommt, welcher den Schieber aufnimmt und ausgewechselt werden kann.

Den gewöhnlichen (Napier'schen) Röhrenschieber für einen Hammer mit Oberdampf von 250 Kil. Fallgewicht und 23 Cent. Cylinderdurchmesser zeigen Fig. 405 im Vertikal- und 406 im Horizontalschnitt. Der Schieber bewegt sich in einem cylindrischen Gehäuse, welches an den Cylinder angeschraubt ist (mitunter auch angegossen wird). Das Gehäuse ist oben und unten mit Deckeln versehen; in der Wand desselben laufen drei ringförmige Kanäle herum, welche durch eine Anzahl radialer Oeffnungen mit dem Innern des Gehäuses communiziren. Von diesen Kanälen stehen der mittlere mit dem Einströmungsrohre *e*, die beiden anderen mit den zu den Cylinderenden geführten Kanälen *b c* in Verbindung; *a* ist das Abblaserohr.

Der Röhrenschieber *s* besitzt die Form eines hohlen Cylinders, dessen Durchmesser im mittleren Theil kleiner ist als an beiden Enden, welche sich an das umgebende Gehäuse dampfdicht anschliessen. Die Schieberstange *t* steckt in einer Hülse, die mit dem Schieber durch drei radiale Rippen verbunden ist. Bei der gezeichneten Stellung, welche dem Aufgange des Kolbens und Fallblockes entspricht, strömt der frische Dampf aus dem Rohre *e* durch den ringförmigen Raum, welcher den

Schieber umgibt, und den Kanal *c* zum unteren Cylinderende, der verbrauchte Dampf durch *b* in das Abblaserohr *a*. Bringt man den Schieber in die höchste Stellung, so tritt durch *e* und *b* Oberdampf ein, der verbrauchte Unterdampf gelangt durch *c* in den Untertheil des Schiebergehäuses und von dort durch die Höhlung des Schiebers in das Rohr *a*. — Die Figuren zeigen auch den als Spaltschieber ausgeführten Admissionsschieber *d*.

Man sieht, dass der äussere wie der innere Druck radial nach allen Richtungen wirkt und daher vollständig ausgeglichen ist. Auch ist leicht einzusehen, dass die Dampfvertheilung wie durch einen Muschelschieber erfolgt, dessen Vertikalschnitt die gleiche Form wie die eine Hälfte des Schnittes, Fig. 405, des Röhrenschiebers besitzt, dass daher durch geeignete Längendimensionen Expansion, Compression u. s. w. hervorgerufen werden können; nur tritt hier die äussere Ueberdeckung an Stelle der inneren und umgekehrt, weil der frische Dampf innerhalb, der abgeblasene ausserhalb dieses Schieberprofiles circulirt.

Bei dem Dampfhammer von Thwaite und Carbutt, Fig. 517*), sind bei den beiden Dampfcylindern *d* Röhrenschieber *r* in Anwendung, welche in langen Cylindern gleiten. Der frische Dampf tritt vom Einströmungsrohre *b* her in den Raum, welcher den mittleren Theil des Schiebers umgibt, und von dort durch die Oeffnungen *e* oder e_1 zur ringförmigen Ober- oder zur ganzen Unterfläche des Kolbens; der Fall kann daher durch Oberdampf auf einen gewissen Grad beschleunigt werden. Der verbrauchte Dampf strömt durch die Oeffnungen *c* oder c_1 zum Abblaserohre *p*. Die Schieberstangen sind an einem in den Schiebern befindlichen Stege befestigt und durch eine Traverse, zwei Schubstangen und zwei Hebel mit den Wellen *w* verbunden; beide Wellen stehen durch die punktirt angedeutete Transmission, insbesondere durch die Stange *s* in Verbindung; durch die Gewichte *g* ist das Gewicht der Schieber ausgeglichen. Die Hebel *h* dienen zur Bewegung der Steuerung von Hand. — Die Anwendung getrennter Aus- und Einströmungsöffnungen für den Dampf führt auf einen kurzen Schieberlauf.

Fig. 404 zeigt einen bei englischen Hämmern öfters vorkommenden Röhrenschieber, welcher den Eintritt des Oberdampfes zu reguliren gestattet. Der Dampf strömt durch das Rohr *d* vom Kessel zu, und erfüllt, da der Schieber hohl ist, auch den unteren Theil des Kastens *k*. In diesen münden drei Kanäle *c* c_1 und *a*, von welchen *c* und c_1 zu den beiden Enden des Cylinders führen, *a* denselben ringförmig umschliesst und mit dem Ausströmungsrohre *r* verbunden ist. Der Schieber wird

*) Dingler's polyt. Journal 1868, 189. Bd., S. 93.

von Hand, und nur bei der höchsten Kolbenstellung selbstthätig umgesteuert. An der Schieberstange ist eine Vorrichtung angebracht, um dieselbe sammt Schieber um dessen Axe drehen zu können. Der obere Rand des letzteren ist nun bei e längs des halben Umfanges erhöht. Dreht man den Schieber um 180^0, so kommt der breite Lappen e auf die Kanalmündungen zu liegen, was zur Folge hat, dass bei der tiefsten Schieberstellung der Kanal e_1 nicht mehr geöffnet wird und der Hammer ohne Oberdampf arbeitet.

Ventile. Diese zeigen, wenn sie als Doppelsitzventile construirt werden, gegen Schieber den Vortheil leichter Beweglichkeit. Nur bei raschem Gange werden sie durch heftiges Schlagen bald undicht, daher für Schnellhämmer die Schieber um so mehr vorzuziehen sind, als dort Selbststeuerung zur Anwendung kommt.

In dem Bewegungsmechanismus soll eine Vorrichtung zur Regulirung des Hubes eingeschaltet werden. Der theoretische Hub beträgt bei Doppelsitzventilen $^1/_8$ des mittleren Durchmessers; man wird denselben oft geringer stellen müssen, da sonst die Cylinderspannung den bei der Berechnung angenommenen Werth von $^3/_4$ oder $^2/_3$ der Kesselspannung überschreitet. Die Ventile erhalten wegen der bequemeren Ausführung gleiche Dimensionen, daher der Hub der Auslassventile höher zu stellen ist als jener der Einlassventile.

Hämmer ohne Oberdampf erfordern ein Einlass- und ein Auslassventil. Eine ältere von Cavé angewendete Ventilsteuerung zeigt Fig. 402. Am Boden des Cylinders befindet sich der Dampfkanal c, welcher in den Ventilkasten k mündet; der letztere ist, sowie der Kanal c, durch eine vertikale zur Zeichnungsebene parallele Wand in zwei Theile geschieden. In die beiden Abtheilungen des Ventilkastens münden zwei hinter einander liegende Röhren r, von welchen in der Zeichnung nur eine sichtbar ist. Dieselben dienen zur Zu- und Ableitung des Dampfes. In jeder Abtheilung des Kastens k befindet sich ein Doppelsitzventil, dessen Construktion Fig. 403 angibt. Die Ventilstangen sind an einem zweiarmigen Hebel h, Fig. 402, befestigt, dessen Drehungswelle w durch einen anderen Hebel mit Zugstange s beweglich ist. Die Oeffnung des einen Ventiles erfolgt stets gleichzeitig mit der Schliessung des anderen. Zur Umsteuerung dient ein Handhebel, an welchen das untere Ende der Stange s befestigt ist.

Am zweckmässigsten sind die compendiösen Glockenventile. Fig. 401 zeigt im Schnitte die Construktion eines solchen Ventiles vom grossen Neuberger Dampfhammer, dessen Kolben $1{\cdot}05^m$ Durchmesser besitzt. Der Ventilsitz besteht aus einem Cylinder a, der mit Flantschen auf der horizontalen Wand im Ventilkasten aufruht, und 4 Rippen r,

die in der Mitte zu einer Nabe zusammenlaufen, an welche sich oben ein Conus anschliesst; s und s_1 sind die beiden Sitzflächen. Die Ventilglocke steht durch Rippen t ebenfalls mit einer centralen Hülse in Verbindung, in welcher mittelst Keil die Ventilstange v befestigt ist. Die letztere ist nach unten verlängert und erhält daselbst durch den Ventilsitz, oben durch eine Stopfbüchse ihre Führung. Die Oeffnung e verhindert das Entstehen einer Luftleere unter der Ventilstange. Durch den Bolzen b ist der Sitz am Ventilkasten befestigt.

Die Ventile werden entweder in dem gusseisernen hohlen Träger, auf welchem der Cylinder ruht, oder in einem besonderen Kasten angebracht.

Fig. 408 und 410 zeigt die gewöhnliche Anordnung der Ventile und ihres Bewegungsmechanismus, hier dem grossen Neuberger Dampfhammer entnommen; dabei ist e das Ein- und a das Auslassventil. In den ober e befindlichen Raum mündet das Dampfzuleitungsrohr, in den Raum r der vom Cylinder C kommende Dampfkanal, die Höhlung s des Trägers für den Dampfcylinder endlich steht mit dem Ausblaserohr in Verbindung, welches seitwärts vom Cylinder auf dem genannten Träger aufgestellt ist. Das eine Ventil muss stets früher geschlossen sein, bevor das andere geöffnet wird. Zu diesem Zwecke ist, ähnlich wie es S. 405 für getrennte Plattenschieber angegeben wurde, auf dem Vertikalkastendeckel eine Welle p gelagert und an dieser ein Hebel q befestigt, dessen beide Arme in Schlitze der Ventilstangen eingreifen; letztere sind oben durch die Ständer m geführt, und werden durch Federn o, die sich gegen m stemmen, abwärts gedrückt. Durch einen abwärts gerichteten Hebel ist die Welle p mit der Zugstange z verbunden; bewegt man diese nach der einen oder anderen Seite, so wird eines der Ventile geöffnet und dessen Feder o comprimirt, bei der Rückbewegung zuerst durch die Feder o das Ventil geschlossen und hierauf das andere geöffnet.

Für die Anordnung der Ventile in einem besonderen Kasten geben die Figuren 420 bis 422, welche die Steuerung des Hammers mit verhängenden Ständern von Kamp*) (s. „Gerüste") darstellen, ein Beispiel. Fig. 420 ist die Ansicht des Cylinders, welcher durch horizontale und vertikale Platten p an den beiden Ständern befestigt ist; r sind Verstärkungsrippen, welche gegen den Cylinder ansteigen. An diesem befinden sich drei Kanäle $c\,c$ und A; die ersteren münden in das Innere des Cylinders, der Kanal A ist aufwärts geführt, steht mit dem Abblaserohre und durch eine Oeffnung mit dem oberen Cylinderraum in Verbindung.

*) Zeichnungen der „Hütte" 1863, Tafel 2.

Im Querschnitt, Fig. 421, sind der Kanal *A* und eine der Eintrittsöffnungen *c* ersichtlich.

Den Ventilkasten zeigt Fig. 422 im Längen- und Fig. 421 im Querschnitt. Derselbe ist durch ein Rohr *n* mit Flantschen an dem Cylinder befestigt; das Rohr *n* ist durch vertikale Scheidewände in drei Räume getrennt, welche mit den Mündungen *c c* und *A*, Fig. 420, correspondiren. Der Ventilkasten selbst enthält das Ein- und Auslassventil *e a* und besitzt drei Abtheilungen. In die oberste mündet das Dampfeintrittsrohr *E*; die mittlere ist durch 2 Oeffnungen *o* mit den beiden äusseren Räumen des Rohres *n*, daher mit dem unteren Cylinderende in Verbindung, die unterste Abtheilung endlich communizirt durch eine Oeffnung o_1 mit dem mittleren Raum in *n*, daher mit dem Abblaserohre. Zum Ablassen des Condensationswassers dient der Hahn *h*. Die Bewegung der Ventile erfolgt ähnlich wie früher, der Drehpunkt des zweiarmigen Ventilhebels ist am Cylinder, an der Vorderwand des Kanales *A* angebracht.

Bei Condie-Hämmern, Fig. 446, bewegt sich der Hammerblock *H*, zugleich Dampfcylinder, über dem Kolben auf und nieder; die Kolbenstange *k* ist am unteren Ende mit Oeffnungen versehen und oben an dem Verbindungsstücke der beiden Gerüstständer befestigt, in welchem sich die beiden Doppelsitzventile *e* und *a* befinden. Das Dampfzuleitungsrohr mündet in eine ober dem Einlassventile *e* befindliche Höhlung, das Abströmungsrohr *r* in den Raum unter dem Auslassventile *a*. Ist *e* geöffnet und *a* geschlossen, so strömt Dampf durch die hohle Kolbenstange, und der Cylinder wird vom Drucke gegen den Deckel gehoben; ist dagegen *a* offen und *e* geschlossen, so strömt der Dampf ab, der Hammer fällt. Der Bewegungsmechanismus für die Ventile stimmt mit dem oben beschriebenen überein.

Ventilsteuerung für Hämmer mit Oberdampf. Bei Hämmern mit Oberdampf sind 4 Ventile erforderlich, und zwar je ein Eintritts- und ein Austrittsventil für den Ober- und den Unterdampf. Soll der Hammer ohne Oberdampf arbeiten, so wird das Auslassventil für den letzteren durch einen Hilfshebel constant offen erhalten, während das Einlassventil geschlossen bleiben muss.

Die Figuren 411 bis 416 zeigen die Naylor'sche Ventilsteuerung für Oberdampf. Fig. 416 ist der Grundriss, Fig. 414 und 415 sind Vertikalschnitte nach 1. 2. und 3. 4., Fig. 411, 412 und 413 Horizontalschnitte nach 5. 6., 7. 8. und 9. 10. Der Ventilkasten enthält drei durch horizontale Wände getrennte Abtheilungen. In die oberste Abtheilung, welche Fig. 411 durchschnitten darstellt, mündet das Einströmungsrohr *E* und am Boden dieser Abtheilung befinden sich die Einlassventile e_1 für den Ober- und e_2 für den Unterdampf. Die nächst tiefere Abtheilung,

Fig. 412, enthält die zugehörigen Auslassventile a_1 und a_2; an diese Abtheilung schliesst sich ein Kanal, der durch eine vertikale Wand in die Räume *o* und *u* geschieden ist, von welchen *u* mit dem unteren und *o* durch einen an den Cylinder angegossenen Kanal mit dem oberen Cylinderende communizirt. In die unterste Abtheilung, Fig. 413, endlich mündet das Abblaserohr *A*. Zur Bewegung der Ventile dient eine Welle *w*, Fig. 416, an der zwei zweiarmige Hebel befestigt sind, welche wie gewöhnlich in Schlitze der Ventilstangen eingreifen. Wird mithin die Welle *w* aus der einen extremen Stellung, bei welcher z. B. e_1 und a_2 geöffnet sind, mithin der Unterdampf ein- und der Oberdampf austritt, also der Hammer aufsteigt, in die entgegengesezte Stellung gebracht, so schiessen sich zuerst gleichzeitig oder nach einander e_1 und a_2, und öffnen sich sodann ebenso a_1 und e_2, daher der Unterdampf aus- und Oberdampf einströmt und der Hammer zur Umkehr gezwungen wird.

Die Steuerung ist von Hand zu bewegen. Durch entsprechende Spielräume der Hebel in den Schlitzen wird bewirkt, dass das Einlassventil e_2 für den Oberdampf sich erst öffnet, wenn das Auslassventil a_1 für den Unterdampf bereits auf die normale Höhe gehoben ist; beim Betrieb mit Oberdampf überschreitet daher a_1 den normalen Hub. Soll der Hammer ohne Oberdampf arbeiten, so wird die Welle mittelst der Handsteuerung nur so weit gedreht, dass sich a_1 blos bis zur nothwendigen Höhe hebt und e_2 geschlossen bleibt. Das Auslassventil a_1 für den Oberdampf aber wird mittelst des gegabelten Hebels *h*, Fig. 416, welcher das am oberen Ende der Ventilstange befindliche Gewicht untergreift, continuirlich gehoben erhalten, so dass sich, wie bei einfachwirkenden Hämmern, der Raum ober dem niedergehenden Kolben mit abgeblasenem Dampfe füllt, der beim Aufgange wieder entweicht.

Hähne. Eine Hahnsteuerung für einen Dampfhammer nach Daelen's Prinzip von Imray & Copeland*) zeigt Fig. 424. Darin ist *g* der Hahn, welcher mittelst des Hebels *h* von Hand gesteuert wird, *e* das Ein- und *d* das Ausströmungsrohr für den Dampf. Die Kanäle *c*, *b* und *a* verbinden die Cylinderenden mit dem Gehäuse des Hahnes, welcher die in der Figur ersichtlichen seitlichen Ausschnitte hat. Bei der gezeichneten Stellung sind die Kanäle *b* und *c*, daher der obere und untere Cylinderraum in Verbindung, der Hammer im Niedergange. Dreht man den Hebel *h* in der Richtung des Pfeiles, so kommt *a* mit *e*, *c* mit *d* in Verbindung, der Hammer steigt empor. Die Kanalmündungen *c* und *b* stehen beide von den Cylinderenden etwas ab, so dass auch beim Nieder-

*) Civilingenieur 1863, 9. Band, S. 269.

gange Prellung stattfindet. Durch die letztere wird zwar der Schlag geschwächt, hingegen der Aufgang beschleunigt.

Hähne von dieser gewöhnlichen Einrichtung haben bekanntlich den Nachtheil, bei grösseren Dimensionen schwer beweglich zu sein. So ist beim Hahne *g*, Fig. 424, der untere Ausschnitt stets mit gespanntem Dampfe erfüllt, welcher den Hahn an die gegenüberstehende Seite des Gehäuses andrückt. Dieser Druck kann ausgeglichen werden, wie beim Wilson'schen Hahne, welcher gegenwärtig bei Dampfhämmern viel Anwendung findet. Fig. 423 zeigt einen Daelen'schen Hammer mit Wilson's Hahn. Die Dampfvertheilung ist dabei die gleiche wie in Fig. 424, beim Aufgange ist der Kanal *b* mit dem Eintrittsrohre *e* und *a* mit dem Ausströmungsrohre *d* für den Dampf in Verbindung, beim Niedergange communiziren *a* und *b*.

Der Hahn selbst ist in den Fig. 417 bis 419 dargestellt, wovon Fig. 417 den Schnitt senkrecht auf die Axe des Hahnes, Fig. 418 den Vertikalschnitt nach *r s*, Fig. 419, den Horizontalschnitt nach *p q* zeigt. Das Hahngehäuse ist nach einer Seite etwas konisch zulaufend und durch zwei Deckel abgeschlossen; dasselbe communizirt durch zwei Kanäle *a b*, Fig. 417, mit den Cylinderenden. Der Kanal *c* verbindet die Enden des Hahngehäuses; *e* ist das Dampfzuleitungsrohr (gegen Fig. 423 um 90° verstellt) und *d* das Dampfableitungsrohr. Der Hahn selbst besteht aus zwei Wänden *u*, welche ihrer ganzen Länge nach den aus Fig. 417 ersichtlichen Querschnitt haben. An beide Enden derselben schliessen sich Böden an, deren Ebene senkrecht auf die Hahnaxe ist; dieselben begrenzen die Hohlräume *o* gegen die leeren Räume an den Enden des Hahngehäuses. Die beiden Platten *u* sind durch zwei Stege verbunden, wovon der eine zur Befestigung der Hahnstange *l*, Fig. 419, mittelst des Keiles *k* dient, der andere jedoch hohl ist und einen Kanal *m* bildet. Die beiden Räume *o*, Fig. 417, communiziren durch den Kanal *m*, während der Raum zwischen den Wänden *u* stets mit den beiden Enden des Hahngehäuses, daher mit dem Dampfkanal *c* in Verbindung steht. Bei der gezeichneten Stellung sind *a* und *b* durch *o* in Verbindung, das Austrittsrohr ist gesperrt, der Hammer fällt. Dreht man den Hahn in der Richtung des Pfeiles, bis der Schlitz *g* mit *b* communizirt, so strömt der frische Dampf durch *c* zu den Enden des Hahngehäuses, sodann in den Raum zwischen den Wänden *u*, und von hier durch den Kanal *b* unter den Dampfkolben. Der verbrauchte Dampf tritt durch *a* aus dem Cylinder, erfüllt beide Hohlräume *o* und strömt durch *d* ab. Die Spannung des frischen Dampfes wirkt auf die zwei Wände *u* gleich stark nach entgegengesetzten Richtungen, da dem Schlitze *g* gegenüber ein zweiter

Schlitz *h* angebracht ist; das Gleiche gilt von der Spannung des abziehenden Dampfes, welcher die Räume *o* erfüllt.

Um den Hahn in dichtem Schlusse erhalten zu können, ist derselbe durch zwei Stellschrauben ff_1 mit Gegenmuttern, Fig. 418, parallel zur Axe verschiebbar; für die Schraube f_1 ist eine Mutter in den Deckel des Gehäuses eingelegt. Der Hebel *i* dient zur Drehung. Die Reibung ist so gering, dass die Umsteuerung durch einen Knaben besorgt werden kann.

Soll der Hahn für einen Hammer mit Unterdampf allein zur Anwendung kommen, so muss das Austrittsrohr *d* sich an den Kanal *a* anschliessen, statt dass letzterer zum oberen Cylinderende geführt wird; bei der Stellung Fig. 417 fällt dann der Hammer, während er nach der angedeuteten Drehung des Hahnes emporsteigt.

Für einen doppeltwirkenden Hammer ergibt sich die Einrichtung Fig. 407; die Kanäle *a b* sind mit den Cylinderenden, *c* mit dem Ablaserohr in Verbindung; bei der gezeichneten Stellung fällt der Hammer, durch Oberdampf beschleunigt, nieder; wird der Hahn so weit gedreht, dass *e* mit *b* communizirt, so steigt der Hammer auf.

Ist die Breite der Dampfkanäle und der Stege zwischen denselben angenommen, so können die längs des Hahnumfanges zu messenden Dimensionen, die etwaigen Ueberdeckungen u. s. w. wie die geradlinigen bei einem Muschelschieber bestimmt werden; ist ferner der ganze Weg ermittelt, den der Hahnumfang bei der Umsteuerung zurückzulegen hat, so nimmt man den Durchmesser derart an, dass die grösste Drehung nicht mehr als etwa 60 Grade beträgt und dass nebstdem die Dampfwege innerhalb des Hahnes den genügenden Querschnitt erhalten.

So bequem der Wilson'sche Hahn für den Gebrauch ist, zeigt er doch seine Uebelstände. Bei den grösseren Dimensionen kann durch verschiedene Ausdehnung des Gehäuses und des Hahnes eine Klemmung stattfinden, und es stellt sich auch hier der allen Hähnen gemeinsame Nachtheil ein, dass sie, fest angezogen, schwer zu bewegen, im entgegengesetzten Falle aber dampflässig sind.

Bei dem grossen Dampfhammer mit Oberdampf zu Perm erfolgt die Steuerung durch einen ganz einfachen Hahn mit zwei Kanälen, welche entweder den oberen Kanal mit dem Austritts-, den unteren mit dem Zuleitungsrohre für den Dampf, oder umgekehrt verbinden. Die Drehung erfolgt durch ein an der Hahnaxe befestigtes Zahnsegment und eine Zahnstange, welche mit der Kolbenstange eines von Hand zu steuernden kleinen Dampfcylinders verbunden ist.

Kolben. Bei Anwendung von Kolben kann der Dampfdruck ebenfalls vollkommen ausgeglichen werden, doch scheint rasche Abnützung, daher

mangelhafte Dichtung der Grund, warum diese Steuerungsart nur wenig zur Anwendung gekommen ist.

Bei einem von Stiehler ausgeführten Hammer*) mit beweglichem Cylinder und Selbststeuerung ist auf dem Gussstücke *P*, Fig. 425, das die zwei Gerüstständer verbindet, der Steuerungscylinder befestigt, in welchem sich drei gleich grosse Kolben *r s t* an einer gemeinschaftlichen Kolbenstange befinden; *e* und *a* sind Ein- und Ausströmungsrohr für den Dampf, *k* die hohle Kolbenstange, welche mit dem Steuercylinder communizirt. Der gespannte Dampf strömt durch *e* nach *k*, der Hammer steigt; hierauf bewegt die äussere Steuerung die drei Steuerkolben so weit in der Richtung des Pfeiles, dass *a* mit *k* in Verbindung kommt und der Hammer fällt. Sodann kehren die Kolben wieder in die gezeichnete Stellung zurück und ein neues Spiel beginnt. Bei jeder Stellung befindet sich zwischen den Kolben *r* und *s* gespannter Dampf, der auf die Kolbenflächen gleich stark drückt; das Gleiche gilt vom abströmenden Dampf, der stets zwischen *s* und *t* enthalten ist. Endlich wirkt auf die Aussenflächen von *r* und *t* der atmosphärische Druck, daher bei der Bewegung der Steuerkolben nur die Reibung zu überwinden ist. Damit der Kolben *s*, während er die Mündung von *k* passirt, nicht an die obere Wand des Steuercylinders angedrückt werde, läuft rings an der Innenseite des letzteren ein Kanal *n*, welcher während des Ueberganges des Kolbens mit Dampf gefüllt bleibt.

Eine andere Construktion zeigt Fig. 427**); darin ist *k* die hohle Kolbenstange des Condie'schen Hammers, *s* der hohle Steuerungskolben; das Ein- und Ausströmungsrohr *e a* münden wieder in zwei ringsumlaufende Kanäle an der Wand des Kolbengehäuses. Wird der Kolben abwärts bewegt, so strömt durch dessen Höhlung aus *e* Dampf ein; ist der Kolben in der höchsten Stellung, so tritt der Dampf durch *k* und *a* aus, der Druck ist stets ausgeglichen. Man könnte diesen Kolben auch einen mit Liederung versehenen Röhrenschieber nennen.

Bei der älteren Einrichtung der Selbststeuerung (s. „Aeussere Steuerung") ist ein constant wirkender Druck auf den inneren Steuerungstheil erforderlich. Ist letzterer ein Kolben, so lässt sich der erwähnte Druck mittelst der in Fig. 428 und 429 skizzirten, von Heinrich ausgeführten Construktion***) erzielen. Der Steuerungscylinder ist wieder auf dem oberen Gerüsttheile des Hammers befestigt und mit der hohlen Kolbenstange *k* in Verbindung; *e* und *a* sind Ein- und Ausströmungrohr.

---

*) „Erfahrungen" 1852.

**) Ebendas. 1853, S. 83.

***) Zeitschr. des Oest. Ing.-Vereins, 9. Jahrg., S. 21.

Mit dem Steuerkolben *s* steht der Mönchkolben *m* von geringerem Durchmesser in Verbindung, daher der gespannte Dampf das Kolbensystem stets in der Richtung des Pfeiles zu bewegen sucht. Bei der gezeichneten Stellung steigt der Hammer; gegen Ende des Hubes werden die Kolben von der äusseren Steuerung dem Pfeile entgegen bewegt, wodurch *a* und *k* in Verbindung treten und der Hammer fällt. Beim Schlage wird die Einklinkung, welche die Kolben in ihrer Stellung erhielt, gelöst, und dieselben kehren wegen des erwähnten Dampfdruckes in die Lage Fig. 428 zurück. Aus dem Querschnitte Fig. 429 ist ersichtlich, dass die Höhlung der Kolbenstange *k* in den ringförmigen Kanal *n* mündet, welcher durch vier gleich grosse und gleich vertheilte Oeffnungen *o* mit dem Steuercylinder communizirt; dadurch ist wieder der Seitendruck auf den Kolben ausgeglichen. Da die Querschnitte der Kolben *s* und *m* wenig verschieden sind, lässt sich auch leicht von Hand steuern.

Bei dem Hammer von Varral u. s. w., dessen äussere Steuerung später beschrieben wird, stehen Kolben in Anwendung.

Eine Kolbensteuerung für einen Hammer mit Oberdampf endlich zeigt die Skizze Fig. 426. An den Dampfcylinder *c* ist ein kleinerer Cylinder *d* angegossen, in welchem sich die durch Handsteuerung bewegten Kolben *a b* befinden. Der Cylinder *d* ist mit den Hohlräumen der Deckel in Verbindung; diese communiziren unter einander durch einen an den Dampfcylinder angegossenen Kanal *e*, dann mit dem Abblaserohr; *E* ist das Einströmungsrohr. In der Wand des Cylinders befinden sich zwei ringförmige Kanäle *m* und *n*, von welchen Oeffnungen in den Steuer- und in den Dampfcylinder münden. Bei der gezeichneten Stellung tritt Oberdampf ein, der Unterdampf aus; bei der tiefsten Stellung kann der erstere aus- und frischer Unterdampf einströmen. Zwischen den Kolben ist stets der Kesseldruck, ausserhalb stets der Druck des abströmenden Dampfes vorhanden, daher wieder eine vollständige Ausgleichung stattfindet.

Innere Steuerung bei Farcot's Hammer. Beim Hammer von Farcot (vergl. S. 338) sind Schieber und Kanäle für den Oberdampf ähnlich wie beim Türck'schen Hammer angeordnet. Das Reservoir für den Unterdampf bilden die hohlen Gerüstständer. Diese sind mit Hähnen zur Ableitung des Condensationswassers versehen; der Verlust an Dampf wird vom Kessel aus durch ein Rohr ersetzt, worin ein zur Erhaltung der constanten Spannung von 1 Atmosphäre Ueberdruck in den Ständern dienender Apparat eingeschaltet ist. Dieser besteht aus einem kleinen Cylinder, in welchem ein Röhrenschieber spielt, der mit einem

Kolben in Verbindung steht. Auf letzteren wirkt der Druck des in den Ständern befindlichen Dampfes; steigt derselbe über 1 Atm., so hebt sich der Kolben sammt dem Schieber, und letzterer schliesst die Eintrittsöffnung für den Kesseldampf; wird dagegen die genannte Spannung kleiner als 1 Atm., so senkt sich der Schieber und lässt den Kesseldampf ein. — Da der Dampfkolben durch einen kleinen Druck pr. Flächeneinheit gehoben werden muss, wird die Kolbenfläche selbst verhältnissmässig gross und die Schläge erhalten durch den Oberdampf eine bedeutende Stärke; der durch Condensation eintretende Dampfverlust dürfte jedoch beträchtlich und die hohe Temperatur der Ständer für das Personal belästigend sein.

Handsteuerung.

Ist auch die äussere Steuerung auf die Bewegung von Hand eingerichtet, so lässt sich doch mittelst der beim Aufgange zur Anwendung kommenden selbstthätigen Umsteuerung Expansion des Unterdampfes, auch Compression des Dampfes ober dem Kolben erreichen. Die Handsteuerung kann in eine solche mit und ohne Einklinkung unterschieden werden.

Handsteuerung ohne Einklinkung. Der Mechanismus dieser Steuerung besteht aus einem einfachen Handhebel, dessen Bewegung durch Zugstangen und andere Hebel auf den inneren Steuerungstheil übertragen wird. So erfolgt die Verstellung des Schiebers Fig. 399 und der Ventile Fig. 402 durch den Hebel *h* und die Zugstange *z*, welche wieder durch einen einarmigen Handhebel bewegt wird. Die Prellung durch Dampf ersetzt hier die selbstthätige Umsteuerung beim Aufgange.

Die letztere Einrichtung gestattet jedoch schon eine wesentliche Erleichterung in der Bewegung der Steuerung. Man kann eine Feder anbringen, welche den Mechanismus für gewöhnlich in der dem Aufgange des Hammers entsprechenden Stellung erhält. Nach erfolgter selbstthätiger Umsteuerung beim Aufgange hat der Maschinenwärter den Steuerhebel nur festzuhalten; der dazu erforderliche Druck ist gleich der Spannung der Feder, weniger dem Widerstande der Steuerungstheile gegen die Bewegung, kann also verhältnissmässig gering gemacht werden. Lässt nun der Wärter den Hebel nach dem Falle des Hammers los, so kehrt das ganze System durch den Druck der Feder wieder in die dem Aufgange entsprechende Stellung zurück und es beginnt ein neuer Hub.

Eine derart ausgestattete Handsteuerung für einen Wilson'schen Hahn ist in Fig. 442 skizzirt. Mittelst des Handhebels *h*, der in *o* seinen

Drehpunkt besitzt, und der Stange *a* wird der Hebel des horizontal liegenden Hahnes gedreht. An der Axe *o* befinden sich noch zwei Hebel *b* und *c*. Der Hebel *b* ist durch ein Gelenk mit einem am Hammerständer befestigten Kautschukband in Verbindung, welches die Gewichte ausgleicht und den Hahn stets in die dem Aufgange entsprechende Stellung zu versetzen strebt. Der Hebel *c* ist am Ende mit einer Rolle versehen, gegen welche beim Aufgange eine am Fallblock *f* befestigte Stahlschiene *n* schlägt, wodurch die Umsteuerung erfolgt. Hält man nun den Hebel *h* in der dabei erlangten tiefsten Stellung fest, so bleibt der innere Steuerungstheil in der dem Niedergange entsprechenden Stellung, und lässt man den Hebel nach erfolgtem Schlage los, so bewegt das Kautschukband die Steuerung wieder in die dem Aufgange entsprechende Stellung.

Dieses Loslassen des Handhebels kann aber schon während des Falles erfolgen, wodurch schon vor dem Schlage umgesteuert wird und früher oder später Gegendampf unter den Kolben eintritt, daher sich auf diese Weise die Stärke des Schlages reguliren lässt.

Handsteuerung ohne Einklinkung, mit selbstthätigem Eintritt von Expansion. Durch die selbstthätige Umsteuerung kann beim Aufgange zuerst die Einströmung abgesperrt und erst nach einer weiteren Bewegung des Kolbens der Austritt geöffnet, also Expansion erzielt werden. Zu diesem Zwecke muss der Fallblock *f*, Fig. 443, mit einer angegossenen Leiste *m n* versehen werden, welche bei *a* einen Absatz erhält. Mittelst des Handhebels *h* und der Stange *s* wird nun der Steuerungsschieber oder Hahn bewegt; die Rolle *c* dient zur selbstthätigen Umsteuerung. Der Hebel *b* wird von der Leiste am Fallblock zuerst so weit gehoben, dass sich der Dampfkanal schliesst; bei dem weiteren Aufgange stösst der Absatz *a* den Hebel *b* noch weiter empor und beendet dadurch die Umsteuerung, indem der Dampfkanal mit der Austrittsöffnung in Communikation gelangt. Der erzielte Expansionsgrad ist gleich dem Verhältnisse der Länge *c a* zu *c m*. Durch einen elastischen Körper lässt sich wie früher die Bewegung von Hand erleichtern.

Bei Hämmern mit Oberdampf kann man auf diese Weise vor der vollständigen Umsteuerung erst beide Kanäle decken, also nebst der Expansion des Unterdampfes auch Compression ober dem Kolben eintreten lassen. Der Schieber erfordert dabei nur die wegen dichten Schlusses nothwendige kleine Ueberdeckung. Will man eine continuirliche Bewegung des Schiebers erhalten, bei welcher Ueberdeckungen nothwendig sind, und die Perioden der Compression und Expansion auch verschiedene, statt wie früher gleiche Länge erhalten können, so ist der Schiene am Fallblock nach Fig. 432 eine continuirliche Abweichung von

der Vertikalen zu geben. Durch eine einfache Construktion ergibt sich die einer beliebigen Kolbenstellung entsprechende Schieberstellung.

Der gleiche Zweck lässt sich auch erreichen, indem man nach Fig. 433 am Fallblock eine Rolle *r* befestigt und den Steuerungshebel *o a*, dessen Drehpunkt sich in *o* befindet, schräg ansteigen lässt; durch entsprechende Form desselben ist die gewünschte Schieberbewegung zu erreichen. Soll z. B. letztere continuirlich sein, so muss der Hebel *a o* geradlinig oder continuirlich gekrümmt sein, der Schieber Ueberdeckungen erhalten. Zur Erzielung von Expansion und eventuell Compression bei fehlender Ueberdeckung muss der Hebel zwei Krümmungen und zwei gerade Stücke enthalten, welche vertikal stehen, so lange die Rolle *r* mit denselben in Berührung ist, und welche der Expansions- und Ausströmungsperiode, eventuell auch der Compression und dem Gegendampfe entsprechen. Wegen des dabei eintretenden wiederholten Stosses gegen den langen Hebel *a o* ist die erstere Einrichtung vorzuziehen.

Erfordert endlich der innere Steuerungstheil beim Aufgange gleichfalls eine Aufwärtsbewegung, wie es z. B. bei den gewöhnlichen Röhrenschiebern der Fall ist, so ist statt des zweiarmigen ein einarmiger Steuerhebel anzuwenden oder eine der durch Fig. 434 und 435 dargestellten Anordnungen zu treffen, welche ohne weitere Erklärung verständlich sind.

Auf eine genaue Einhaltung der gewünschten Dampfvertheilungsperioden ist nicht zu rechnen, weil der Fallblock in den Führungen stets etwas seitliches Spiel hat. Auch treten dieselben selbstverständlich nur bei vollem Hub ein, wenn also der Maschinenwärter nicht schon vor Erreichung des letzteren von Hand umgesteuert hat.

Handsteuerung mit Einklinkung. Der geringste Kraftaufwand für die Bewegung der Steuerung wird erfordert, wenn man nebst dem federnden Körper noch eine von Hand stellbare Einklinkung anbringt, welche das Steuerungssystem in der zu Ende des Aufganges erhaltenen Stellung festhält und beim Schlage wieder ausgelöst wird. Der Widerstand, welchen die Bewegung der Steuerungstheile verursacht, wird dann wie früher beim Aufgange durch die selbstthätige Umsteuerung, beim Schlage durch die Feder überwunden, der Maschinenwärter hat jedoch nur die Ein- und Ausrückung der Klinke zu besorgen.

Eine viel verbreitete derartige Steuerung, in der beim grossen Neuberger Dampfhammer ausgeführten Anordnung, zeigt Fig. 445 im Aufrisse; Fig. 410 ist der Querschnitt, 408 der Längenschnitt und 409 der Grundriss des Ventilkastens in vergrössertem Maassstabe. Auf

S. 412 wurde die Anordnung der Ventile und ihres Bewegungsmechanismus beschrieben.

Auf die zum Oeffnen der Ventile dienende Zugstange *z*, Fig. 410, wirkt die Feder *f*, welche sich gegen eine an den Deckel des Ventilkastens angegossene Widerlage stemmt und das Einlassventil zu öffnen sucht. An die Stange *z* schliesst sich ein Hebel *b*, Fig. 409 und 445, welcher an der langen vertikalen Welle *w* befestigt ist. An dieser befindet sich nebstdem der mit einer Rolle versehene Hebel *c*. Am Fallblock ist dagegen eine vorspringende Leiste *l* angebracht, deren Vorderfläche im unteren Theile vertikal steht und im oberen Theile allmälig in die Fläche des Fallblockes verläuft.

Ist nun das Einlassventil durch den Druck der Feder *f* geöffnet, so steigt der Fallblock empor, bis die Leiste *l* gegen den Hebel *c* stösst, diesen nebst der Welle *w* zurückdreht und dadurch die Stange *z*, Fig. 410, dem Druck der Feder *f* entgegen bewegt, wodurch das Einlassventil geschlossen, das Auslassventil geöffnet, mithin der Niedergang des Hammers eingeleitet wird. Ist nun die Welle *w* sich selbst überlassen, so wird, sobald die Leiste *l* unter den Hebel *c*, Fig. 409, herabgelangt ist, das ganze Steuerungssystem durch den Druck der Feder *f* wieder in die ursprüngliche Stellung zurückgebracht, bei welcher *e* geöffnet, *a* geschlossen ist, daher der Niedergang durch Gegendampf gehemmt wird. Die Rückdrehung der Welle *w* ist dadurch begrenzt, dass der Hebel *c* an den Hammerständer stösst.

Lässt man durch den Admissionsschieber viel Dampf einströmen, so ist die Gegendampfwirkung kräftig genug, um den Hammer aufzuhalten, bevor derselbe den Amboss erreicht, er wird daher blos eine oszillirende Bewegung auf und nieder annehmen, ohne den Amboss zu berühren. Oeffnet man dagegen den Admissionsschieber nur wenig, so steigt der Hammer allerdings langsamer empor, erreicht eine kleinere lebendige Kraft, daher auch eine etwas geringere Hubhöhe, beim Niedergange ist aber auch die Spannung des Gegendampfes eine geringere, daher nun der Hammer die Unterlage erreicht, jedenfalls aber die schwächsten Schläge gibt.

Die Schläge werden dagegen am stärksten durch Anwendung der Einklinkung. An der Welle *w*, Fig. 409 und 445, ist unten ein dritter Hebel *d*, und diesem gegenüber die Klinke *n* drehbar am Hammergerüst befestigt; diese Klinke ist mit der Stange *g* in Verbindung, welche durch eine Feder *i*, Fig. 445, stets gegen die rechte Seite gedrückt wird, mittelst des von Hand zu drehenden Winkelhebels *h* aber nach der entgegengesetzten Seite bewegt werden kann. Lässt man den Winkelhebel unberührt, so erfolgt das Spiel in der früher beschriebenen Art; bewegt

man dagegen, sobald der Hammer in die höchste Stellung gelangt ist und die Welle *w* in der Richtung des Pfeiles, Fig. 409, gedreht hat, die Stange *g* links, so legt sich der Absatz an der Klinke *n* hinter den Hebel *d* und hindert diesen, sowie die Welle an der Rückbewegung. Es findet daher während des ganzen Niederganges unter dem Kolben Ausströmung statt, die Schläge werden am kräftigsten. Lässt man nach erfolgtem Schlage den Handhebel *h*, also die Stange *g* wieder los, so drückt die Feder *i* die Klinke *n* gegen die rechte Seite, die Welle *w* wird frei und das Steuerungssystem gelangt durch die obere Feder *f* wieder in die dem Aufgange entsprechende Stellung. Je weiter dabei der Admissionsschieber geöffnet ist, desto höher steigt der Hammer vermöge der erlangten lebendigen Kraft empor, desto stärker werden die Schläge.

Der Handhebel *h* kann wieder in einem beliebigen Moment des Falles losgelassen werden; je früher dies geschieht, desto früher wird umgesteuert und Gegendampf in den Cylinder gebracht, desto schwächer werden die Schläge.

Behufs dauernder Regulirung des Hubes lässt sich der Hebel *c*, Fig. 445, vertikal verstellen; derselbe ist mit Keilnuth auf der Welle *w* verschiebbar und an einer endlosen Kette befestigt, welche über zwei an den Lagern der Welle *w* befestigte Rollen *t* läuft; an der Axe der unteren von diesen Rollen befindet sich ein Hebel zur Drehung und ein Sperrrad zum Feststellen.

Aus der gegebenen Erläuterung folgt, dass die Klinke durch die Feder *i* für gewöhnlich ausgerückt erhalten wird, daher der Hammer für gewöhnlich schwache Schläge gibt und die starken nur durch Zuthun des Maschinenwärters hervorgerufen werden. Man findet mitunter die umgekehrte Einrichtung, bei welcher die Feder *i* nach der entgegengesetzten Seite drückt, daher für gewöhnlich eingeklinkt wird; da aber die starken Schläge zu den Ausnahmen gehören, so ist die zuerst beschriebene von beiden Constructionen, deren jede sich übrigens leicht in die andere umwandeln lässt, vorzuziehen. Auch bleibt die Feder *i* zuweilen ganz weg.

Will man bei dieser Einrichtung den Dampf mit Expansion arbeiten lassen, so genügt hiezu, dass bei der Mittelstellung, Fig. 410, in dem Schlitze der Stange des Einlassventils ober dem Hebel ein hinreichender Spielraum vorhanden sei, welcher die Stelle der äusseren Ueberdeckung eines Schiebers vertritt. Beim Aufgange des Hammers, wo das Einlassventil gehoben ist, wird nun zuerst das letztere geschlossen, dann legt der Hebel den genannten Spielraum zurück, bevor das Auslassventil sich öffnet; während dessen ist der Dampf unter dem Kolben eingeschlossen und wirkt mit Expansion. Dabei muss, analog wie bei der

Steuerung ohne Einklinkung angegeben, die Leiste *l*, Fig. 409, eine längere Abschrägung erhalten. Oder es sind die Spielräume in den Schlitzen gering zu halten und ist an der Leiste *l* ein Absatz anzubringen.

Beim Niedergange erfolgt dagegen nach geschehener Ausklinkung die Umsteuerung durch die Feder *f*, daher sehr rasch, so dass fast gleichzeitig *a* geschlossen und *e* geöffnet wird und keine oder nur eine geringe Compression vor der Einströmung des Gegendampfes erzielt werden kann.

Schwarzkopff'sche Steuerung. Eine andere Handsteuerung mit Einklinkung kommt in der durch Fig. 467 skizzirten oder in ähnlicher Ausführung häufig vor, u. A. bei Hämmern aus Schwarzkopff's Maschinenfabrik. Die Stange *s* des hier angewendeten Napier'schen Röhrenschiebers ist mit dem Hebel *a* in Verbindung, welchen das Kautschukband *b* stets derart zu bewegen sucht, dass der Schieber in die tiefste, dem Aufgange des Kolbens entsprechende Stellung gelangt. An zwei Hebeln $c\,c_1$, von denen der obere an der Welle von *a* fest ist, schliesst sich mit Drehzapfen die Schiene *d*, an welcher die auswechselbare Streichplatte *e* befestigt ist. Der Fallblock, welcher, da das Hammergerüst blos aus einem Ständer besteht, nur an der Rückseite *n* geführt ist, trägt die Rolle *r*. Diese stösst beim Aufgange gegen die Platte *e*, die Schiene *d* bewegt sich parallel zu ihrer Stellung gegen die linke Seite, der Hebel *a* wird gedreht und der Schieber in die höchste, dem Niedergange entsprechende Stellung gebracht.

Um die Steuerung eventuell in der oben genannten Stellung festhalten, also starke Schläge geben zu können, ist am Hebel c_1 ein Zahn *z*, und ober diesem am Hammerständer die drehbare Klinke *f* befestigt, welche für gewöhnlich durch das Gewicht *g* ausgelöst erhalten wird. Der Niedergang dieses Gewichtes ist durch das Kautschukband *i* begrenzt. Unter dem linken Arme der Klinke befindet sich der Handhebel *h*, durch dessen Hebung die Klinke in dem Momente eingehängt werden kann, wo die selbstthätige Umsteuerung beim Aufgange stattgefunden hat. Lässt man den Handhebel los, so gelangt der Schieber durch Wirkung des Bandes *b* wieder in die tiefste, dem Aufgange entsprechende Stellung.

Selbststeuerung.

Die Selbststeuerungen sind zu unterscheiden in die für langsamer gehende Hämmer von grösserem Fallgewichte dienenden, und in die Steuerungen der leichten Schnellhämmer, bei welchen die Hubdauer möglichst gering sein soll. Bei den ersteren erfolgt die Umsteuerung

beim Niedergange erst im Momente des Schlages, welcher dadurch die grösste Intensität erhält; bei Schnellhämmern schon während des Niederganges, wodurch die Stärke des Schlages vermindert, jedoch die Hubzahl vergrössert wird. Einen Uebergang zwischen beiden bildet die Steuerung von Türck, da diese zwar auch für grösse Fallgewichte bestimmt ist, jedoch schon während des Niederganges Compression des Unterdampfes hervorruft.

Obschon die erstere Art nur selten mehr vorkommt, sollen doch die bekanntesten Construktionen, die von Nasmyth und Condie, welche mehrere sinnreiche und anderwärts verwendbare Details bieten, vor den Schnellhammer-Steuerungen geschildert werden.

Nasmyth's Selbststeuerung. Um die Nasmyth'sche Steuerung zu erläutern, muss zuerst die durch Fig. 438 dargestellte Einrichtung des Cylinders beschrieben werden. Dieser ruht auf einem an den Gerüstständern *S* befestigten Untersatze. In dem letzteren befindet sich ein ringförmiger hohler Raum *a*, der einerseits mit dem Dampfaustrittsrohre *r*, anderseits durch den Kanal *n*, in welchem ein Hahn eingeschaltet ist, mit dem Innern des Schieberkastens *q* communizirt. In diesen mündet das Dampfzuleitungsrohr. Ein zweiter Kanal *c* führt vom Schieberkasten in den Cylinder; bei der tiefsten Schieberstellung strömt Dampf unter den Kolben, welcher daher aufsteigt, während bei der höchsten Stellung des Schiebers die Kanäle *c* und *n* durch die Höhlung des Schiebers communiziren, der Hammer daher fällt. Durch Bewegung des Hahnes in *n* kann der Niedergang regulirt werden. Der obere Cylinderraum communizirt durch die Kanäle *o p*, von welchen *o* ringförmig, *p* vertikal an der Cylinderwand angegossen ist, mit dem Dampfaustrittsraume *a*. Um den Hub zu begrenzen und den Rückgang zu beschleunigen, ist ober dem Cylinder das Rohr *b* angebracht, welches durch *s* mit dem Dampfzuleitungsrohre in Verbindung steht, an der Einmündung in den Cylinder jedoch durch das Ventil *v* abgeschlossen ist. Beim Aufgange schliesst der Kolben zuerst die Oeffnungen, welche den Cylinder mit dem Kanale *o* verbinden, und der Dampf ober dem Kolben wird verdichtet; gleich darnach stösst der letztere gegen den langen, in den Cylinder hinabragenden Führungstheil des Ventiles *v*, wodurch das letztere geöffnet wird und Gegendampf eintritt, der den Kolben aufhält und seinen Rückgang beschleunigt. Sowie jedoch der Kolben bis unter den Kanal *o* gelangt ist, strömt der eingetretene Dampf durch *o* wieder ab, und der weitere Fall ist blos durch das Eigengewicht des Hammers beschleunigt. Die Wirkung des Oberdampfes beschränkt sich also nur auf eine kurze Strecke.

Die Schieberstange ist bei *h* geschlitzt und in die Oeffnung greift

das Ende eines Hebels, der von der äusseren Steuerung bewegt wird. Am Ende der Schieberstange ist der Kolben *k* befestigt, welcher in einem kleinen Cylinder spielt, der durch eine Oeffnung mit Ventil *u* mit dem Dampfrohre *b* in Verbindung steht. Ausserdem mündet eine Oeffnung an der Seitenwand des kleinen Cylinders in den Kanal *o*. Der Raum ober und unter dem Kolben *k* steht durch einen Kanal in dem letzteren, dann durch die Nuth *e* an der Innenwand des kleinen Cylinders in Verbindung, so dass auf *k* von beiden Seiten der gleiche Druck wirkt. Die in Fig. 438 gezeichnete Stellung dieser Theile bezieht sich auf den Aufgang.

Gegen Ende des Hubes wird nun der Schieber von der äusseren Steuerung mittelst des Hebels *h* in die höchste Stellung gebracht, welche dem Niedergange des Hammers entspricht. Dabei gelangt der Kanal im Kolben *k* ausser Verbindung mit der Nuth *e*, das Ventil *u* öffnet sich und der gespannte Dampf drückt auf die Oberfläche des Kolbens *k*. Dieser wird jedoch von der äusseren Steuerung mittelst des Hebels *h* so lange in seiner höchsten Stellung erhalten, als der Niedergang des Hammers dauert. Der Schlag des letzteren macht auf später zu beschreibende Weise den Hebel *h* frei, so dass der Kolben *k* sammt Schieber wieder in die tiefere Stellung der Fig. 438 zurückkehrt. Der ober dem Kolben *k* befindliche Dampf strömt dabei durch die Kanäle *o p r* ab. Hierauf beginnt ein neuer Kolbenaufgang u. s. w.

Die prinzipielle Einrichtung der äusseren Steuerung ist in Fig. 439 skizzirt. Darin ist *C* der Dampfcylinder, *H* der Hammerblock. Die Kanäle *c* und *a*, sowie der Kolben *k* haben dieselbe Funktion wie in Fig. 438, *h* ist der Hebel, dessen Ende in den Schlitz der Schieberstange greift; derselbe ist durch die Zugstange *z* mit dem zweiarmigen Hebel *b d* verbunden. An der Vorderfläche des Fallblockes dagegen ist die Schiene *f* in der Ebene des Hebelarmes *d* festgeschraubt. Beim Aufgange des Hammers befindet sich der Schieber in der tiefsten, die Zugstange *z* in der höchsten Stellung. Gegen Ende des Hubes stösst die Schiene *f* gegen den Hebel *d*, bringt dadurch den Schieber in die höchste, in Fig. 439 gezeichnete Stellung und der Hammer fällt. Dabei drückt, wie früher gezeigt, der gespannte Dampf auf die Oberfläche des Kolbens *k*. Während des Niederganges des Hammers muss das Hebelsystem *d b z h* in seiner Stellung erhalten werden. Dazu dient die Klinke *g*, welche durch eine Feder *i* stets aufwärts gedrückt wird und hinter den an der Steuerungswelle befindlichen Zahn *o* einfällt, sobald das Hebelsystem in die Stellung Fig. 439 gelangt ist. Es findet daher während des Falles ununterbrochen Dampfausströmung statt.

Nach geschehenem Schlage muss umgesteuert werden. Zu dem Ende

ist die Klinke g durch die Zugstange t und zwei Winkelhebel mit festen Drehungspunkten mit der Schiene n verbunden; am Hammer sind in derselben Vertikalebene mit n der Hebel p und die zwei Stahlblöcke qq_1 befestigt, zwischen welchen das Ende des Hebels p sich auf- und niederbewegen kann. Der Druck einer Feder r hält den Hebel p in seiner höchsten Stellung. Beim Schlage wird die Bewegung des Hammers plötzlich gehemmt, und da der Schwerpunkt von p im längeren Hebelarme liegt, bewegt sich dieser abwärts, schlägt auf den Block q_1 und wird hierauf sogleich wieder zurückgeschnellt. Bei dieser Bewegung drückt der kurze Hebelarm von p die Schiene n vom Hammer weg; dadurch wird die Stange t und die Klinke g herabgezogen, mithin der Zahn o an der Steuerungswelle ausgelöst. Diese ist nun sammt b, z und h frei, und der Kolben k bewegt sich, dem Dampfdrucke folgend, sammt dem Schieber in die tiefere Stellung, bei welcher der Hammer wieder aufzusteigen beginnt. Beim Niedergange des Kolbens k wird auch der Zahn o gedreht, und der an der Oberseite der Klinke g befindliche Vorsprung stemmt sich gegen die Unterfläche des Zahnes o. Auch wird der Hebel d näher gegen den Hammer gerückt, und kann daher beim Aufgange wieder von der Schiene f erreicht werden, um abermals die Umsteuerung einzuleiten.

Die tiefste Stellung des Hammers ist nach der Dicke des zu bearbeitenden Eisenstückes verschieden; die Schiene n muss daher eine gewisse Länge haben, um beim Schlage sicher vom Hebel p erreicht zu werden.

Der Hammer kann auch mittelst eines an der Welle von $b\,d\,o$ befestigten Handhebels gesteuert werden, wobei die Klinke g niedergedrückt und in dieser Stellung erhalten werden muss; die Regulirung der Schläge erfolgt dann ganz wie bei den früher beschriebenen Handsteuerungen.

Die geschilderte Einrichtung der selbstthätigen Steuerung, bei den Nasmyth'schen Hämmern zuerst angewandt, ist dem Prinzipe nach bei den meisten später construirten Steuerungen zu erkennen; die getroffenen Aenderungen beziehen sich vorzüglich nur auf die Anordnung der einzelnen Theile.

Um zu Ende des Hubes etwas Oberdampf zu geben, findet man öfters auch die in Fig. 437 skizzirte Einrichtung. An den Schieberkasten, in welchen das Einströmungsrohr e mündet, schliesst sich anderseits das bis zum Cylinderdeckel geführte Rohr r, in welchem ein Schieber n eingeschaltet ist, der mit einem um o drehbaren Winkelhebel in Verbindung steht. Am Fallblock ist die mit einem gekrümmten Schlitze versehene Platte p befestigt. Beim Aufgange überschreitet der

Kolben zuerst die Oeffnung, welche den oberen Cylinderraum mit dem Abblaserohre verbindet, sodann gelangt der untere Zapfen des Winkelhebels *o* in den Schlitz *p*, wodurch der Schieber *n* aufwärts bewegt wird, daher etwas Dampf aus dem Schieberkasten durch das Rohr *r* in den Raum ober dem Kolben treten lässt. Da schon etwas früher umgesteuert wurde, beginnt der Niedergang und der Schieber *n* wird wieder geschlossen.

Selbststeuerung bei Condie's Hämmern. Ein Condie'scher Hammer mit selbstthätiger Ventilsteuerung nach der von Haswell ausgeführten Construktion*) ist in Fig. 446 und 447 dargestellt, worin der Deutlichkeit wegen die Gerüsthälfte, an welcher die Steuerungstheile befestigt sind, weggelassen ist. Die Anordnung der Ventile wurde auf S. 413 beschrieben. Die Zugstange *z* wird durch eine Feder *g* beständig links gedrückt und steht durch den Hebel *h* mit der vertikalen Steuerungswelle *w* in Verbindung. An dieser befinden sich die Hebel *i* und *o*, von welchen *i* am Ende mit einem Röllchen versehen ist. An einer anderen vertikalen Spindel sind in verschiedener Höhe die beiden zweiarmigen Hebel *q p s*, Fig. 447, aufgekeilt, an deren Enden bei *s* eine vertikale Schiene, bei *q* ein Stab befestigt ist, welcher durch die Feder *m* und Stange *n* stets links gezogen wird. Der obere von den Hebeln *p q* dient zugleich als Sperrklinke für den Hebel *o*. Am Hammer *H*, Fig. 446, ist vorn die Schiene *u* und der drehbare Block *d* befestigt. Die Axe des letzteren ist mit zwei Armen versehen, gegen deren oberen die Feder *c* drückt, während der untere (in Fig. 446 punktirte) beim Falle des Hammers gegen die Schiene *s* wirkt.

Bei der gezeichneten Stellung beginnt der Aufgang des Hammers *H*; das Einströmungsventil *e* wird durch die Feder *g* offen erhalten. Gegen Ende des Hubes streift die Schiene *u*, Fig. 447, an die Rolle, welche sich am Hebel *i* befindet, dreht dadurch die Steuerungswelle *w* und bewegt die Stange *z*, dem Drucke der Feder *g* entgegen, nach der rechten Seite; dadurch wird, wie aus Fig. 446 ersichtlich ist, zuerst das Einströmungsventil *e* geschlossen, gleich darnach das Auslassventil *a* geöffnet und der Fall des Hammers eingeleitet.

Bei der Umsteuerung fällt die Sperrklinke *p q*, Fig. 447, dem Zuge der Feder *m* folgend, hinter den Hebel *o* ein, der sich zugleich mit der Welle *w* gedreht hat; die Ventile bleiben daher während des Niederganges in ihrer Stellung. Im Augenblicke des Schlages bewegt sich der Block *d* am Hammer abwärts, der in der Zeichnung punktirte

*) Jahrbuch der Montanlehranstalt Leoben, 1854, 4. Bd., S. 183; „Erfahrungen" 1852.

Arm an dessen Axe stösst die Schiene *s* gegen die linke Seite. Dadurch wird, wie Fig. 447 zeigt, die Sperrklinke *p q* vom Hebel *o* entfernt, die Welle *w* sammt anhängenden Theilen frei, und die Spannung der Feder *g* bewegt das Steuerungssystem wieder in die gezeichnete anfängliche Stellung zurück, wobei das Einlassventil geöffnet ist und ein neuer Hub beginnt.

Ein Handgriff an der Stange *n* gestattet, diese Auslösung schon vor Ende des Niederganges vorzunehmen; dadurch tritt Gegendampf ober den Kolben, die Stärke der Schläge wird vermindert. Erhält man die Klinke *p q* ganz ausser Eingriff, so oszillirt der Hammer ohne die Unterlage zu erreichen.

Man ersieht, dass die Einrichtung zur selbstthätigen Umsteuerung beim Aufgange mit der S. 422 beschriebenen der Hauptsache nach übereinstimmt; in der That wurde diese zuerst bei der Selbststeuerung angewendete Einrichtung später auf die Hämmer mit Handsteuerung übertragen. So wird nun auch beim vorliegenden Hammer der Hub durch Verstellung des Hebels *i*, Fig. 446, auf die S. 423, Fig. 445 angegebene Art regulirt. Zu dem gleichen Zwecke hat man den Apparat Fig. 440 und 441. Dabei erfüllen die Welle *w* und die Hebel *i o* dieselben Funktionen, wie die gleichbezeichneten Theile in Fig. 446. Eine Schraubenspindel *a*, in einer Bohrung des Hebels *o* drehbar, geht durch ein Muttergewinde im Hebel *i* und ist oben mit dem konischen Rade *b* verbunden, welches in ein zweites solches Rad *c* eingreift, dessen Axe mit der Handkurbel *d* versehen ist. Dreht man letztere, so wird der Hebel *i* verschoben. Das Lager für die Axe des Rades *c* befindet sich an einer auf der Welle *w* festgekeilten Hülse.

Türck's Selbststeuerung. Die innere Steuerung, Fig. 431, des Türck'schen Hammers wurde S. 405 angegeben. Bei der Stellung Fig. 431 der Steuerung geht der Kolben nieder; ungefähr in der halben Fallhöhe wird der Schieber etwas aufwärts bewegt, der Oberdampf wirkt von da an mit Expansion; zu Ende des Niederganges wird der Schieber vollends gehoben, so dass der obere Cylinderraum mit dem Abflussrohre *a* in Verbindung tritt und der Hammer wieder gehoben wird.

Die äussere Steuerung zeigt Fig. 430 in einer gegen Fig. 431 um 90^0 verwendeten Stellung. Darin ist *H* der Hammerkopf, *s* die Kolbenstange. Die Schieberstange, in der Figur weggelassen, ist durch eine Traverse *d*, zwei Stangen *n* und zwei Hebel *h* mit einer Welle verbunden, an welcher ein dritter Hebel *i* befestigt ist, der wieder durch die Stangen *p q* mit den um feste Axen drehbaren dreiarmigen Hebeln *r r* in Verbindung steht. An letzteren sind zwei flache Schienen *f g* nahe hinter einander befestigt. Am Hammerkopfe endlich ist der Hebel *l v*

drehbar und der Zapfen z fest. Beim Schlage des Hammers bewegt sich der Hebelarm *l* abwärts, der Arm *v* drückt die Schiene *g* rechts, wodurch die Stangen *q p* herabgezogen werden und der Schieber in die höchste Stellung gelangt; dabei hat die äussere Steuerung die gezeichnete Stellung, der Oberdampf strömt durch die Kanäle *c* und *a*, Fig. 431, ab, der Hammer wird gehoben. Während die Schiene *g* rechts gedrückt wurde, hat sich zugleich *f* links bewegt; beim Aufgange des Hammers gleitet daher der Hebel *v* längs der Schiene *f*, drückt dieselbe rechts, der Schieber wird herabgezogen, der Kanal *c* durch den oberen Lappen gesperrt und der Dampf vom aufsteigenden Kolben comprimirt; zu Ende des Hubes wird, da der Obertheil der Schiene *f* gegen die linke Seite vorragt, der Schieber in die tiefste, in Fig. 431 gezeichnete Lage gebracht, bei welcher Oberdampf eintritt, der den Wechsel der Kolbenbewegung hervorruft. Zugleich ist die Schiene *g*, deren Richtung etwas von der vertikalen abweicht, in die äusserste Stellung links gelangt; der Hebel *v* drückt dieselbe beim Niedergange rechts, der Schieber schliesst den Dampfkanal *c* und die Expansion beginnt; zu Ende des Niederganges wird die Umsteuerung in der früher beschriebenen Art vollendet. Beim Auf- und Niedergange berührt der Hebel *v* den Zapfen z und findet an demselben ein festes Widerlager, nur im Momente des Schlages tritt die in Fig. 430 angegebene Stellung ein.

Eine andere von Türck angewendete äussere Steuerung zeigt Fig. 444. Am Hammerblocke *H* ist ein Riemen *r* befestigt, welcher über die Scheibe *s* läuft und dieselbe bei der auf- und niedergehenden Bewegung des Hammers in wechselnde Drehung versetzt. Ein Zahn z an der Welle der Scheibe *s* wirkt auf den Winkelhebel *h a*, und bewegt daher die Stange *b* auf und nieder, welche mit dem Schieber verbunden ist. Der Zahn z und der Hebel *h* sind entsprechend geformt, um vor der gänzlichen Umsteuerung beim Aufgange Compression, beim Niedergange Expansion ober dem Kolben eintreten zu lassen. Der Riemen *r* hat einen gewissen Ueberschuss an Länge, so dass nach dem Falle des Hammers die Scheibe *s* sich vermöge ihrer lebendigen Kraft noch etwas weiter dreht und die Umsteuerung beendet.

Steuerung von Varral, Elwell und Poulot. Diese Schnellhammer-Steuerung*) ist in Fig. 436 skizzirt; die Dampfvertheilung erfolgt bei derselben durch Kolben. Die äussere Steuerung besteht aus zwei Winkelhebeln $a\,a_1$ und $b\,b_1$, welche durch die Schienen $c\,c_1$ verbunden sind. An den Schienen $c\,c_1$ befinden sich Hülsen $d\,d_1$ mit schrägen Aussenflächen, gegen welche der am Hammer befestigte Bolzen *i* beim Auf- und

*) Rittinger, Mittheilungen über die Londoner Ausstellung 1862, S. 82.

Niedergange stösst. Die Bewegung, welche beide Winkelhebel dadurch erleiden, wird von der Welle des oberen derselben durch eine Hebel- und Stangenumsetzung den Steuerkolben mitgetheilt. Die Hülsen $d\,d_1$ sind durch die Stangen $e\,e_1$ mit zwei anderen Hülsen $f f_1$, wovon blos die vordere sichtbar, verbunden; f und f_1 sind auf fixen Schienen h mittelst zweier Handhebel g beweglich. Dadurch können auch die Hülsen $d\,d_1$ verschoben werden, so dass man den Moment der Umsteuerung für den Auf- und Niedergang abgesondert zu reguliren im Stande ist. Durch Höherstellung von d wird der Hub vergrössert, durch Tieferstellung von d_1 die Gegendampfwirkung geschwächt, daher durch Combination beider Aenderungen der stärkste Schlag erzielt. Die Steuerung arbeitet mit todtem Gange, weil dieselbe während eines Theiles des Auf- wie des Niederganges in ungeänderter Stellung verbleibt.

Steuerung von Keller und Banning. Das Prinzip dieser Steuerung wurde bereits S. 376 auseinandergesetzt, und es erübrigt hier nur noch die Angabe einiger Details. Die Hülse Fig. 451 und 452, in welcher der Steuerhebel l verschiebbar ist, steckt an dem rund gedrehten Ende eines Bolzens g von quadratischem Querschnitt, welcher bei dem gezeichneten Hammer zugleich zur Befestigung des Kernes am Fallblock dient. Die Schieberstange k ist mit zwei vorspringenden, mit Stahlplatten armirten Ansätzen versehen, gegen welche der kurze Arm des Steuerhebels schlägt. Der Drehzapfen des letzteren ist exzentrisch an der Welle i befestigt, welche, wie der Horizontalschnitt nach $C\,D$, Fig. 454, zeigt, in einer an den Ständer angegossenen Hülse liegt und mittelst des an einem Gradbogen stellbaren Handhebels h gedreht wird. Fig. 455 und 456 zeigen den Schieber. Das Dampfzuleitungsrohr n mündet oben in den Schieberkasten, der Austrittskanal l (s. auch den Horizontalschnitt, Fig. 453, nach $A\,B$) in das auf einen Anguss des Cylinders gestellte Abblaserohr m.

Steuerung von Brinkmann. Im Wesentlichen übereinstimmend, im Detail jedoch mehrfach abweichend von der Keller und Banning'schen ist die Steuerung Fig. 463, welche bei Hämmern aus Brinkmann's Maschinenfabrik angewendet wird. Der um den Zapfen a am Fallblock drehbare Steuerhebel b ist hier in der Hülse c verschiebbar, welche in d ihren fixen Drehzapfen besitzt und mittelst der Stange e und eines bei f drehbaren Hebels die Schieberstange g bewegt. Der Schieber ist ein Röhrenschieber. Die Regulirung des Ganges erfolgt durch Hebung oder Senkung des Zapfens f, welcher an einer kleinen Kurbel befestigt ist, deren Welle o durch den Ständer gelegt und auf der anderen Seite

desselben mit dem langen, an einem Gradbogen fixirbaren Handhebel *h* verbunden ist. In den Steuerungstheilen ist nirgends ein Spielraum, daher der Schieber sich continuirlich bewegt.

Massey's Steuerung. Bei dieser Steuerung wird der Schieber ebenfalls durch einen mit dem Fallblock stets gleichzeitig bewegten Hebel verschoben, der Leergang fehlt daher. Der Drehpunkt des Steuerhebels wird auf andere Art als früher verstellt. Fig. 472 gibt eine Skizze von Massey's Steuerung. Der Steuerhebel *a b c*, welcher um *b* drehbar ist, wird durch die Feder *f* stets gegen die Rolle *r* am Fallblock gedrückt; *d* ist der Befestigungspunkt der Stange des Röhrenschiebers, welcher beim Aufgange gehoben wird, daher Oberdampf eintreten lässt, wodurch der Hammer zum Falle gelangt, während dessen der Schieber wieder niedergeht und Unterdampf einlässt u. s. w. Der Schieber kann auch mittelst des Handhebels *h* bewegt werden. Der Drehpunkt *b* des Steuerhebels ist durch eine kleine Kurbel mit der fest gelagerten Welle *g* verbunden, welche mittelst des an einem Gradbogen fixirbaren Hebels *i* gedreht werden kann. Stellt man auf diese Weise den Zapfen *b* tiefer, so rückt dadurch auch der Schieber weiter herab, weil der Arm *a b* wegen des Zuges der Feder *f* stets mit der Rolle in Berührung bleibt. Es wird daher wie bei der Steuerung von Keller und Banning beim Aufgange früher, beim Niedergange später umgesteuert, der Hub kleiner, doch der Schlag stärker.

Sellers' Steuerung. In einer dritten Art wird bei dem Dampfhammer von Sellers*) der Drehpunkt des Steuerhebels verstellt. Fig. 470 ist die Ansicht dieses Hammers und Fig. 471 ein Horizontalschnitt nach *A B* in doppeltem Maassstab. Der Fallblock besteht mit Kolben und Kolbenstange aus einem Stück; die letztere ist über den Kolben hinauf verlängert und unten durch die Stopfbüchse, oben durch den in seinem unteren Theile verengten, hohlen Aufsatz *a* geführt. Dieser besitzt eine Oeffnung, welche durch den Deckel *c* verschlossen wird; die Kolbenstange *d* ist abgeflacht und nebstdem mit Nuthen versehen, in welche Vorsprünge des Deckels *c* passen, wodurch eine Drehung der Kolbenstange verhütet wird.

In dem Schieberkasten *b* spielt der Muschelschieber auf einem Sitze, der drei Kanäle für Oberdampf, Unterdampf und Dampfausströmung enthält. Die Schieberstange ist durch den Hebel *e f g* und die Stange *f i* mit dem Winkelhebel *i k l* verbunden, dessen horizontaler Arm aussen, der vertikale aber innerhalb des Deckels *c* sich befindet; die Axe *k*,

*) Polyt. Centralblatt 1874, S. 426.

Fig. 471, liegt in einer Stopfbüchse im Deckel *c* und ist ausserdem durch einen an *c* angegossenen Arm gestützt. Der vertikale Hebelsarm trägt am oberen Ende das Gleitstück *l*, Fig. 470, welches mit einigem Spielraum in die punktirt angedeutete Nuth der Kolbenstange greift.

Denkt man sich *g* als festen Drehpunkt des Hebels *e g*, so ist einleuchtend, dass beim Aufgange des Hammers, wo der Schieber seine höchste Stellung einnimmt, dass Gleitstück *l* wegen der Neigung der Nuth gegen die rechte Seite gedrängt, daher der Hebel *e g* und der Schieber in die tiefste Stellung versetzt wird, bei welcher der Unterdampf aus- und der Oberdampf eintreten kann, wie es dem Falle des Hammers entspricht. Während des Niederganges bleibt anfangs das Gleitstück wegen seines seitlichen Spielraumes in der Nuth, daher auch der Schieber in ungeänderter Stellung, bis nach einem Theil des Kolbenlaufes das Gleitstück wieder nach links bewegt, der Schieber heraufgezogen wird; nach ausgeführtem Schlage steigt daher der Fallblock empor. Der Spielraum des Gleitstückes in der Nuth erzielt daher einen Leergang der Steuerung.

Der Steuerhebel ist nun mit dem um die Axe *o* drehbaren, an einem Gradbogen stellbaren Handhebel *m* verbunden. Bewegt man diesen in der Richtung des Pfeiles, so rückt der Punkt *g* abwärts; der Punkt *f* bleibt wegen des Winkelhebels *i k l* unbewegt und bildet nun den Drehpunkt des Hebels *e g*, daher *e* und mithin der Schieber in eine höhere Stellung gelangt. In Folge dessen wird beim Aufgange die Umsteuerung später erfolgen, der Hub grösser werden; beim Niedergange aber ergibt sich die Umsteuerung früher, d. h. bei grösserer Entfernung des Kolbens vom unteren Cylinderende, daher der Schlag schwächer wird.

Das Prinzip der Regulirung besteht also wieder in einer Höhenverschiebung des Punktes *g*, welcher beim gewöhnlichen Gange den Drehpunkt des Steuerhebels *g e* bildet; nur entspricht der tieferen Stellung von *g* die höhere des Schiebers, daher der schwache Schlag, und umgekehrt, während bei der Steuerung von Keller und Banning das Entgegengesetzte stattfindet.

Die Grenzen der Regulirung sind so weit ausgedehnt, dass bei der tiefsten Stellung des Handhebels der Eintrittskanal für den Unterdampf noch nicht geöffnet ist, wenn der Kolben sich am unteren Cylinderende befindet, daher der Hammer gar nicht in Gang kommt; dass ferner bei der höchsten Stellung des Handhebels auch zu Ende des Kolbenaufganges der Eintritt des Unterdampfes noch nicht abgesperrt ist, daher der Hammer in der höchsten Stellung verbleibt. Für den letzteren Fall muss jedoch irgend eine Hubbegrenzung, z. B. Prellung durch Dampf vorhanden sein;

sonst würde, wenn man den Handhebel rasch in die genannte höchste Stellung bringt, der Kolben den Cylinderdeckel durchschlagen.*)

Steuerung mit Verstellung der Schieberstange. Bei dem Fig. 449 skizzirten Apparat**) wird die den Steuerhahn *h* bewegende Stange *ef* höher oder tiefer gestellt. Der Fallblock bewegt mittelst des bei *a* drehbar befestigten Gelenkes *a b* den zweiarmigen, um *c* drehbaren Hebel *b c d*; *g* ist wieder der Drehpunkt für den Hebel *e g*, mit welchem bei *e* die Hahnstange *e f* verbunden ist. Der Zapfen *g* ist an einem in der Schleife *g i* verstellbaren Gleitstück befestigt; die Schleife besitzt in *i* ihren fixen Drehpunkt. Stellt man das Gleitstück *g* höher, so wird dadurch die Stange *e f* in eine tiefere Stellung gebracht. Wegen der vielen Drehzapfen dürfte jedoch diese Steuerung sich auf die Dauer nicht bewähren.

Verkürzung der Schieberstange. Fig. 459 zeigt die Selbststeuerung des unter „Gerüste" beschriebenen Hammers, Fig. 488. Die Dampfvertheilung erfolgt durch einen Wilson'schen Hahn *h*, welcher bei der gezeichneten, dem tiefsten Stande des Fallblockes entsprechenden Stellung den Dampf durch den Kanal *a* einströmen, dagegen den verbrauchten Oberdampf durch *b* austreten lässt. Zur Bewegung des Hahnes dient folgender von Tannett, Walker & Comp. stammender Mechanismus: Am Fallblock befindet sich ein drehbarer Zapfen *d*; durch einen Schlitz desselben ist eine Stange *e* gesteckt, welche in *f* ihre fixe Drehungsaxe besitzt; an dieser ist ein Rahmen *r* befestigt, in dem sich mittelst Schraubenspindel ein Gleitstück verschieben lässt, welches durch die Stange *g* mit einem an der Hahnaxe aufgekeilten Hebel in Verbindung steht. Die Theile *e* und *r* bilden einen zweiarmigen Hebel, durch welchen beim Aufgange des Hammers der Hahn in der Richtung des Pfeiles gedreht wird, daher der Oberdampf durch *b* ein- und der verbrauchte Unterdampf durch *a* austreten kann, was den beschleunigten Fall des Hammers zur Folge hat. Der Hebel an der Hahnaxe besitzt einen todten Gang.

Zur Regulirung der Schläge dient nebst dem Admissionsventil der Handhebel *h*. Die Stange *g* besteht aus zwei durch ein Gelenk verbundenen Theilen; an dieses Gelenk schliesst sich eine dritte Stange *i*, welche mittelst des Hebels *h*, der in *k* seinen Drehpunkt besitzt, angezogen werden kann. Am Hebel *h* befindet sich ein Zapfen, welcher

*) In der citirten Quelle ist diese Hubbegrenzung durch die Angabe angedeutet, dass durch geeignete Oeffnungen Dampf aus dem Cylinder in den hohlen Aufsatz *a* eintreten könne.

**) Uhland's Maschinen-Construkteur 1875, 8. Bd., S. 290.

in der bei *l* drehbaren Schleife *m* durch eine Schraubenmutter mit Handgriff fixirt werden kann.

Bewegt man den Handhebel in der Richtung des Pfeiles, so ergibt sich derselbe Effekt, als ob die Stange *g* verkürzt, der Hahnhebel tiefer gestellt würde. Beim Aufgange des Hammer wird daher früher umgesteuert, der Hub ist geringer; beim Niedergange erfolgt dagegen die Umsteuerung später, die Gegendampfwirkung wird kleiner und der Schlag stärker.

Das Detail der Axe *f* nebst den daran befestigten Theilen zeigen Fig. 465 im Auf- und Fig. 466 im Grundrisse. Die Axe *f* ist durch den Gerüstständer *s* gesteckt und wird nebstdem durch einen an diesen angegossenen Support *t* unterstützt; die Stange *e* ist zwischen Ständer und Support, auf der Welle *f*, der Rahmen *r* am freien Ende der letzteren aufgekeilt; durch zwei Backen *p* am Support *t* ist der Drehzapfen *l* für die Schleife *m* gesteckt.

Das Gleitstück in dem Rahmen *r*, Fig. 459, kann dazu benützt werden, um die Bewegung des Hahnes ein für allemal zu reguliren, ferner hat es auch den Zweck, die selbstthätige in eine Handsteuerung umzuwandeln. Verschiebt man dasselbe, so weit es die Länge des Rahmens zulässt, nach links, so ändert der untere Endpunkt der Stange *g* während des Ganges des Hammers seine Stellung fast gar nicht, die Bewegung des Hahnes kann nun mittelst des Handhebels *h* stattfinden und wird von der Drehung des Rahmens *r* nur sehr wenig beeinflusst.

Selbststeuerung ohne bleibende Regulirung. Die bisher beschriebenen Steuerungen können durch Verstellung eines Handhebels dauernd in verschiedene Positionen gebracht werden, bei welchen die Schläge des sich selbst überlassenen Hammers verschiedene Stärke besitzen.

Man hat nun auch Hämmer, bei welchen, so lange die Steuerung sich selbst überlassen wird, stets der gleiche Gang eintritt, und mittelst eines Handhebels die einzelnen Schläge regulirt werden müssen, wenn sie von den normalen abweichen sollen. Streng genommen ist eine solche Einrichtung als Handsteuerung aufzufassen, und sie erscheint hier nur deshalb den Selbststeuerungen beigezählt, weil sie bei ähnlichen Hämmern wie die letzteren vorkommt.

Fig. 462 zeigt eine solche Steuerung. Der Handhebel *h* ist im Punkte *a* durch zwei Stangen *a b* und *a c* mit dem Fallblock und dem Fixpunkt *c* verbunden; die Stange *d f* überträgt seine Bewegung auf den Schieber. An dem Handhebel, der vermöge seines Gewichtes sich abwärts zu bewegen sucht, ist der Zapfen *e* befestigt, welcher sich gegen die Stange *a c* lehnt und dadurch diese Bewegung begrenzt. Wird daher

die Stange *a c* in der Richtung des Pfeiles gedreht, so dreht sich das durch die Punkte *e a d* gebildete Dreieck in gleicher Richtung um *e*, und der Punkt *d* gelangt dabei in eine höhere Stellung, sobald derselbe links von der durch den Aufhängepunkt *c* gezogenen Vertikalen liegt. Nun wird beim Aufgange des vertikal geführten Fallblockes in der That die Stange *a c* durch *a b* in der Richtung des Pfeiles gedreht, daher *d* aus seiner tiefsten Stellung aufwärts, der Schieber abwärts bewegt, und die Dampfvertheilung in die für den Niedergang erforderliche umgewandelt. Während des Niederganges ändert sich die Stellung wieder in die dem Aufgange entsprechende u. s. w. Die Schläge haben dabei die geringste Intensität. Um stärkere Schläge zu geben, bewegt man den Hebel *h* bei jedem Niedergange des Hammers rascher und weiter aufwärts, als dies selbstthätig erfolgen würde. Dadurch bleibt der Schieber beim Niedergange in einer tieferen Stellung erhalten, der Schlag wird stärker. Dreht man nun den Hebel *h* wieder abwärts, bis der Bolzen *e* an die Stange *a c* stösst, so beginnt ein neuer Aufgang. Es ist klar, dass durch langsamere oder schnellere Handhabung des Hebels die Stärke der Schläge beliebig regulirt werden kann.

Wird auf diese Weise von Hand gesteuert, so sichert der Zapfen *e* die selbstthätige Umsteuerung beim Aufgange; er bewirkt, dass der Hebel *h* und der Punkt *d* in keine tiefere als die punktirte Stellung gelangen kann, daher der Schieber stets den Oberdampf-Kanal öffnen muss.

Hämmer ohne äussere Steuerung. Unter dieser Bezeichnung sind hier die Construktionen verstanden, bei welchen die Dampfvertheilung unmittelbar durch die Bewegung der mit Bohrungen versehenen Kolbenstange in einem die entsprechenden Dampfkanäle enthaltenden Cylinder stattfindet. Bei diesen Hämmern kann der Gang nur mittelst des Admissionsschiebers regulirt werden, die äussere Steuerung fällt gänzlich weg.

Solche Hämmer werden von Joy*) ausgeführt, ferner gibt Thielmann**) eine Construktion derselben an.

Zu Eibiswald in Steiermark stehen 2 Hämmer mit Dampfvertheilung durch die Kolbenstange aus Brinkmann's Maschinenfabrik im Betrieb; Fig. 458 zeigt deren Construktion. Der Dampfcylinder *n* ist mit einem schmiedeeisernen Deckel versehen, um das etwaige Anschlagen des Kolbens minder schädlich zu machen; die Kolbenstange *a* bewegt sich dicht schliessend in einem an den Ständer angegossenen Cylinder *b*. Der Fallblock besitzt keine Führung, daher zur Verhütung einer Drehung un-

*) American Journal of Mining 1869, 7. Bd., Nr. 1.

**) Uhland's Maschinen-Construkteur 1873, 6. Jahrgang, S. 214.

mittelbar unter dem Kolben an der Kolbenstange, deren Querschnitt Fig. 457 zeigt, zwei Leisten *c* eingesetzt sind, welche in Einschnitten an der Innenseite des Cylinders *b* gleiten.

Der Cylinder *b* enthält zwei ringförmige Kanäle *d e*, von welchen *d* mit dem Zuleitungsrohre *f* und *e* mit dem Ableitungsrohre *g* für den Dampf communizirt. Ausserdem ist noch die gleichfalls mit *g* communizirende Oeffnung *h* vorhanden. Die Kolbenstange *a* besitzt, wie auch der Horizontalschnitt Fig. 457 zeigt, zwei Bohrungen, welche im unteren Theile seitlich bei *i k* ausmünden, oben dagegen communizirt die eine Bohrung bei *l* mit dem Raum unter dem Kolben, die andere, durch den Kolben fortgesetzte, bei *m* mit dem Raum ober demselben.

Die Dampfvertheilung ist nun beim Aufgange aus der gezeichneten tiefsten Stellung die folgende. Der frische Dampf strömt aus *f* durch *d*, *i* und *l* in den Raum unter den Kolben und hebt diesen; der Dampf ober dem Kolben gelangt durch *m*, *k* und *e* in das Abblaserohr *g*. Nach dem halben Kolbenlaufe schliesst der untere Rand der Oeffnungen *i* und *k* gleichzeitig die Kanäle *d* und *e* ab, es folgt Expansion des Unter- und Compression des Oberdampfes, bis *k* mit *d* und etwas später, nach $^3/_4$ des Kolbenlaufes, *i* mit *h* in Verbindung tritt; das erstere hat den Eintritt von frischem Oberdampf, das letztere das Entweichen des expandirten Unterdampfes zur Folge. Der Fallblock kehrt, sobald seine lebendige Kraft erschöpft ist, seine Bewegung um, es folgt nach $^1/_4$ des Niederganges Absperrung der Ausströmung, daher Beginn der Compression unter dem Kolben, und etwas später Beginn der Expansion des Oberdampfes, endlich nach dem halben Kolbenlauf Gegendampf unter und Ausströmung ober dem Kolben, bei welcher Vertheilung der Schlag ausgeführt und der folgende Hub wieder begonnen wird.

Es ist klar, dass ein solcher Hammer als ohne Leergang arbeitend zu betrachten ist, da bei gegebener Kolbenstellung die Dampfvertheilung die gleiche ist, ob nun der Hammer sich eben auf- oder abwärts bewegt.

Die beiden erwähnten Hämmer haben 300 und 500 Kil. Fallgewicht. Als Nachtheil der Construktion stellte sich eine starke Ausreibung des Cylinders *b* heraus, daher man denselben, wie in der Zeichnung angegeben, mit einer auswechselbaren Büchse aus Metall fütterte, welche in der Höhe der Kanäle *d*, *e* und entsprechend der Oeffnung *h* durchbrochen ist. Die Ausreibung erscheint dadurch vergrössert, dass der seitliche Dampfdruck auf die Kolbenstange nicht vollkommen ausgeglichen ist.

Von Brinkmann*) wurde bei mehreren Hämmern eine andere

*) Bericht über die Exkursionen der Wiener Maschinen-Techniker v. Riedler. Wien 1876, S. 34.

Steuerung ohne äusseren Mechanismus ausgeführt. Der Vertheilungsschieber, ein Röhrenschieber, ist dabei mit einem Kolben in Verbindung, dessen Cylinder durch Oeffnungen mit dem Inneren des Dampfcylinders communizirt. Je nachdem nun der Dampfkolben diese Oeffnungen frei lässt, kann aus dem Hauptcylinder entweder frischer Dampf in den Steuercylinder, oder der verbrauchte Dampf aus diesem zurücktreten, wodurch der mit dem Schieber verbundene Steuerkolben die entsprechende Bewegung erhält. Die Einrichtung wird jedoch als zu complizirt für neue Hämmer nicht mehr angewendet.

Kolben, Kolbenstange und Fallblock.

Construktion des Kolbens. Der Dampfkolben soll bei genügender Festigkeit leicht sein, um durch die von den Hammerschlägen herrührenden Stösse weniger gefährdet zu werden. Der Durchmesser desselben muss etwas geringer sein als die Weite des Cylinders, dessen Innenwand nur von den elastischen Liederungsringen berührt wird. Im Moment des Schlages kann daher der Kolben eine seitliche Bewegung annehmen, welche um so stärker und für die Kolbenstange nachtheiliger wird, je schwerer der Kolben ist.

Der letztere besteht aus Gusseisen, Schmiedeeisen oder Stahl. Im ersten Falle ist das Gewicht am grössten und die Festigkeit die geringste; man empfiehlt, den Kolben in solcher Form zu giessen, dass beim Gusse nirgends eine schädliche Spannung entstehen kann, und das Ueberschüssige bei der Appretur zu entfernen.

Jedenfalls ist es vortheilhafter, zur Herstellung Schmiedeeisen zu verwenden, für welches Material die Form möglichst einfach sein muss: eine Scheibe mit Nabe in der Mitte und Kranz am Umfange, welcher durch Abdrehen die zur Aufnahme der Liederung erforderliche Gestalt erhält.

Kolben aus Stahl fallen bei gleicher Festigkeit nur halb so schwer aus als gusseiserne.

Liederung. Zur Liederung sollen nur selbstspannende Ringe aus Metall, Schmiedeeisen oder Stahl verwendet werden, da eine Nachspannung mit Federn sich bei den beständigen Stössen als unzweckmässig erweist.

Für schmiedeeiserne Kolben ist besonders die Ramsbottom'sche Liederung geeignet, welche aus 4 bis 6 in Nuthen am Umfange eingelegten Ringen von ungefähr 1 Cent. im Quadrat besteht. Der Kolben kann dabei in der einfachsten Form, mit einer cylindrischen Wand am

Umfange hergestellt werden, in welcher die erwähnten kleinen Nuthen leicht einzudrehen sind.

Grössere Ringe werden zu zweien oder dreien angewendet; man empfiehlt, dieselben direkt auf einander zu legen, nicht zwischen Rippen am Kolbenumfange, welche wenigstens bei gusseisernen Kolben leicht brechen. Die Ringe werden in bekannter Art im Ganzen hergestellt und an einer Stelle ein Stück herausgeschnitten; dies soll bei Stahlringen an der Schweissstelle stattfinden, weil dort am leichtesten ein Bruch eintritt. Der Stoss der Schnittflächen soll ferner in einer durch die Kolbenaxe gehenden Ebene, nicht schräg liegen, weil sonst scharfe Ecken entstehen, welche abspringen und weiteren Schaden verursachen können.

Die Querschnittsdimensionen der Ringe sind nach dem Durchmesser verschieden; so hat man z. B. bei 1 M. Cylinderdurchmesser 3 Ringe von $3^1/_2$ Cent. Höhe und $2^1/_2$ Cent. Dicke; bei $0{\cdot}9^m$ Durchmesser 3 Ringe von 2 Cent. Höhe und $1^1/_2$ Cent. Dicke; bei Durchmessern von $0{\cdot}6^m$ herab 2 Ringe von circa 1·5 Cent. Höhe und 1 bis 1·25 Cent. Dicke. An der Schnittstelle werden die Ringe wegen grösserer Biegsamkeit häufig nur etwa halb so dick als an der diametral gegenüberstehenden Seite gemacht.

Besteht der Kolben aus einem Stück, so müssen sich die Ringe weit genug aufbiegen lassen, um in die Nuthen am Umfange desselben eingelegt zu werden; ist dagegen der Kolben mit einem Deckel versehen, so kann man die Ringe von oben aufschieben, wie z. B. bei dem in Fig. 476 ersichtlichen Kolben, dessen Deckel durch Schrauben auf 4 radialen gegen den Umfang hinauslaufenden Rippen befestigt ist.

Kolbenstange. Diese besteht aus Schmiedeeisen oder Stahl. Die gebräuchlichen Durchmesser wurden bei Berechnung der Hämmer angegeben. Nach Stühlen's Ingenieurkalender soll die Stärke der Kolbenstange nicht nur mit dem Durchmesser, sondern auch mit dem Hub H wachsen, auch bei Hämmern, die zur Bearbeitung von Stahl dienen, grösser sein; und zwar ist die Dicke der Stange zum Schmieden von

		Eisen	Stahl
für $H < 1^m$	gleich	$\frac{1}{12} - \frac{1}{10}$	$\frac{1}{10} - \frac{1}{8}$
für $H = 1 - 2^m$	„	$\frac{1}{10} - \frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} - \frac{1}{6}$
für $H > 2^m$	„	$\frac{1}{8} - \frac{1}{6}$	$\frac{1}{6} - \frac{1}{5}$

des Cylinderdurchmessers zu nehmen, bei Oberdampf sind diese Werthe um 25% zu vergrössern.

Man findet auch die Anschauung vertreten, dass für Hämmer ohne Oberdampf und Prellung eine möglichst leichte, daher dünne Stange vortheilhaft sei, weil dadurch der von ihrer eigenen Masse herrührende Stoss vermindert wird.

Verbindung des Kolbens mit der Kolbenstange. Diese Verbindung ist schwer solid herzustellen. Man gibt der Kolbenstange unter dem Kolben eine Verstärkung (einen Bund), macht den in der Nabe befindlichen Theil cylindrisch oder conisch (nach oben verjüngt) und gibt oben eine Schraubenmutter, darauf eine Gegenmutter, einen Keil oder beides; diese Verbindungen sind für die Dauer nicht sicher. Auch wird der Kolben aufgeschoben und dann die Kolbenstange vernietet; dies erschwert jedoch die Auswechslung.

Bei Hämmern mit dicker Kolbenstange, wie die von Daelen, Türck und die Schnellhämmer, wird der Kolben mit der Stange aus einem Stück hergestellt; der Kolben ist massiv und besitzt grössere Dicke, daher kein Bruch zu besorgen ist. Auch bei Hämmern mit dünner Kolbenstange kommt diese Einrichtung vor, hier trifft dieselbe jedoch der Vorwurf, dass bei einem Bruche des Kolbens das Ganze unbrauchbar wird.

Von besonderen Mitteln sind folgende zu erwähnen: Die Stange erhält einen Bund, darauf folgt der Conus innerhalb der Nabe, endlich eine Fortsetzung von etwas grösserem Durchmesser als der untere Theil der Kolbenstange und mit Schraubengewinden versehen. Auf diese wird eine aussen runde Schraubenmutter gebracht, welche 6 radiale, von oben bis nahe zum unteren Ende herablaufende Schnitte besitzt, und nun zieht man schmiedeeiserne Ringe warm auf, so dass die Mutter allseitig gegen die Schraube gepresst wird. Diese Verbindung hält fest, doch kann der Kolben nicht nachgezogen werden.

Bei der von Dieterich angegebenen Construktion, Fig. 450*), besteht der Kolben aus Schmiedeeisen, die Stange aus Stahl; letztere hat eine doppeltconische Form. Auf den Bund *a* wird ein Bleiring, dann der Kolben und auf diesen die stählerne zweitheilige Hülse *b* gesetzt. Nun schiebt man in warmem Zustande einen hohen oder drei niedrige schmiedeeiserne Ringe *c* an und zieht mittelst der Stahlschraube *d* die Stange fest in die Nabe des Kolbens; indem die Ringe *c* sich zusammenziehen, bleibt zugleich die Hülse *b* an das obere Stangenende angeschlossen. Nach der Erkaltung wird die Schraube *d* nochmals angezogen.

*) Zeitschr. des Vereins deutscher Ing. 1875, 19. Bd., 1. Heft, S. 39.

Ragen die Verbindungstheile über die Kolben-Oberfläche vor, so muss der Cylinderdeckel eine entsprechende Vertiefung erhalten.

Fallblock. Der Fallblock, auch Bär oder Hammerkopf genannt, erhält bei den Hämmern nach Nasmyth's Prinzip eine parallelepipedische oder wenig davon abweichende Form. Die Dimensionen hängen vom Gewichte ab, welches derselbe besitzen soll; bei Bestimmung der Höhe ist zu berücksichtigen, dass der Block sich auch bei der tiefsten Stellung noch mit etwa $^3/_5$ seiner Höhe zwischen den Führungen befinden soll, diese aber, wenn der Raum um den Amboss frei sein soll, erst in gewisser Höhe beginnen können.

Das Material für den Fallblock ist gewöhnlich Guss-, zuweilen auch Schmiedeeisen oder Stahl.

Wie bei den früheren Arten von Hämmern erhält der Fallblock einen auswechselbaren Kern. Dieser wird entweder mit einem Zapfen in eine Vertiefung an der Unterfläche des Blockes eingelassen und durch einen Keil befestigt, oder, wie bei grossen Hämmern üblich, in eine schwalbenschwanzartige Nuth eingelassen und ebenfalls verkeilt. Die Form der Bahnen richtet sich nach der Arbeit, welche mit dem Hammer ausgeführt werden soll. Zum Ausschmieden von Stäben wird die Bahn schief gestellt, wie in Fig. 451 und 452, um die Stäbe nach der Länge sowohl als quer einhalten zu können.

Verbindung der Kolbenstange mit dem Fallblock. Um diese Verbindung herzustellen, wird in dem Fallblock oben eine Vertiefung auf $^1/_2$ bis $^2/_3$ seiner Höhe hergestellt und darin die Kolbenstange eingesetzt. Bei schweren Hämmern wird diese Vertiefung mit geringerem Durchmesser bis an die Unterseite des Fallblockes verlängert, um behufs der Appretur eine Bohrspindel durchstecken zu können.

Bei Hämmern mit dicker Kolbenstange, welche dem Bruche weniger ausgesetzt ist, scheint eine starre Verbindung empfehlenswerth, daher die Kolbenstange, wie bemerkt, oft mit dem Fallblock aus einem Stück angefertigt wird. Bei dünner Kolbenstange ist jedoch nicht nur eine elastische Unterlage für diese, sondern auch eine gewisse Beweglichkeit von Vortheil, da bei dem Spielraum des Hammers in der Führung der Block im Momente des Schlages eine seitliche Bewegung annehmen kann, welche die Stange bei fester Verbindung gefährdet.

Fig. 464 zeigt eine bewegliche Verbindung mit fester Unterlage. Im Fallblock befindet sich die cylindrische Vertiefung, in welche die mit dem Anlaufe *a* versehene Kolbenstange versenkt ist. Ober und unter *a* sind elastische Holzscheiben, ganz oben ein zweitheiliger eiserner Ring eingelegt, und das Ganze durch zwei beiderseits von der Kolbenstange durchgesteckte Keile *c* befestigt. Hat die Scheibe *a* etwas

kleineren Durchmesser als die Oeffnung im Block, so kann sich letzterer etwas drehen, ohne dass die Kolbenstange an dieser Drehung theilnimmt.

In Fig. 468 und 469 ist der Ansatz *a* am unteren Ende der Kolbenstange kugelförmig, unter demselben Holz und darüber mit entsprechendem Spielraum ein zweitheiliger Eisenring *e* eingelegt, der wieder durch zwei Keile befestigt wird.

Webb*) gibt folgende Befestigung an: Die Kugel *a*, Fig. 489, am Ende der Kolbenstange ist zwischen zwei Futtern *b* aus geglühtem Stahl, von welchen das obere zweitheilig ist, eingeschlossen; die Keile *k* halten das Ganze nieder.

In Fig. 160 und 461 ist der Durchmesser der Verstärkung *a* um 7 Millimeter kleiner als die Weite der Oeffnung im Fallblocke. Auf *a* liegt ein zweitheiliger Ring, der durch die Keile *c* befestigt wird; unter *a* kommt eine hölzerne Scheibe, welche zwischen zwei eisernen eingeschlossen ist.

In Fig. 492 ist die Kolbenstange unten mit einer Schraubenmutter versehen, an welche sich oben und unten blos starke Ringe und Scheiben aus Kautschuk anschliessen. Zwei Keile, wie in den vorigen Fällen angeordnet, verbinden die Kolbenstange mit dem 500 Kil. schweren Fallblocke.

Eine starre Verbindung, nur mit elastischer Unterlage versehen, zeigt Fig. 494; die Kolbenstange ist unten conisch geformt und steht auf einer zwischen zwei Eisenplatten eingeschlossenen Holzscheibe. Auf dem Kegel liegen zwei zweitheilige, durch Keile niedergehaltene Eisenringe.

Um einer zu baldigen Zusammendrückung der Holzeinlagen vorzubeugen, stellt man diese mit den Fasern vertikal.

Nach Fig. 474**) ist die Kolbenstange unten kugelförmig gestaltet, der mittlere Theil der Kugel jedoch zu einem Cylinder abgedreht. Auf die Oberseite kommt ein zweitheiliger Stahlring *a* und über diesen wird ein eiserner Ring *c* geschoben, der sich nach oben etwas verengt und durch die Keile *d* niedergehalten wird; unten schliesst sich an die Kugel eine schmiedeeiserne Platte *p*, an diese eine Anzahl Blechscheiben von 1 Millimeter Dicke und an diese wieder eine Schmiedeeisenplatte. Haben sich die Blechscheiben, welche eine nachgiebige Unterlage bilden, in Folge der bei den Schlägen stattfindenden Stösse der Kolbenstange zusammengedrückt, so legt man noch 1 oder 2 Scheiben dazu. Da nur

*) Polyt. Centralblatt 1869, S. 776.

**) Uhland's Maschinen-Construkteur 1869, 2. Jahrg., S. 148.

Theile einer Kugelfläche von den Stücken *a* und *p* bedeckt werden, ist ein sehr genaues Zusammenpassen nicht erforderlich. Die Verbindung bewährt sich angeblich für Hämmer mit circa 5000 Kil. Fallgewicht.

Für Hämmer von 1500—3000 Kil. Fallgewicht wird die starre Verbindung Fig. 485 empfohlen.*) Der Kegel am unteren Ende der Kolbenstange liegt zwischen dem zweitheiligen Stahlringe *a* und der Stahlplatte *b*, in welche ein kurzer cylindrischer Ansatz der Kolbenstange greift; die Platte *b* wird durch den Keil *k* aufwärts gedrückt; der Splint *l* verhindert das Losgehen des Keiles *k*.

Bei Hämmern von Sellers wird nach Hartig**) die Verbindung zwischen Kolbenstange *a*, Fig. 448, und Fallblock *b* nur durch einen conischen Ring *c* hergestellt, welcher durch sein eigenes Gewicht bei den Hammerschlägen das Bestreben erhält, immer tiefer einzudringen. Die Stange *a* ist unten stumpf abgeschnitten, der Kern *d* durch den Keil *e* befestigt. Um den Fallblock *b* zu lösen, schlägt man zuerst den Keil *e* heraus, entfernt den Kern *d*, setzt centrisch unter dem Hammer auf den Amboss einen Stahldorn, welcher kleineren Durchmesser als die Kolbenstange *a* besitzt, und gibt darauf einige Schläge. Die Stange *a* stösst dabei gegen den Dorn, der Fallblock aber sucht seine Bewegung noch fortzusetzen und wird daher bald gelockert.

Dicke Kolbenstange. Bei Hämmern mit dicker Kolbenstange wird statt des Kolbens auch der Fallblock mit der Kolbenstange aus einem Stück gefertigt; das erstere ist jedoch vorzuziehen, weil man dadurch der schwierigeren Befestigung des Kolbens aus dem Wege geht. In den Fallblock wird die Kolbenstange versenkt und mittelst eines durchgesteckten Keiles befestigt. Nebstdem kommen ähnliche Verbindungen wie früher, namentlich mit Holzunterlage vor.

Häufig bestehen jedoch Kolben, Stange und Bär aus einem Stück Gusseisen, Schmiedeeisen oder Stahl, namentlich bei den kleinen Schnellhämmern; es ist dadurch die grösste Festigkeit erreicht, welcher allerdings der Nachtheil des getheilten Cylinderbodens entgegensteht.

Eigenthümlich ist die durch Fig. 476 im Schnitte und durch Fig. 475 in der Ansicht dargestellte Verbindung des Fallblockes mit dem Kolben bei einem Daelen-Hammer.***) An den Fallblock, in welchen

*) Uhland's Maschinen-Construkteur 1869, 2. Jahrg. S. 148.

**) Dingler's polyt. Journal 1875, 215. Bd., 2. Heft, S. 101.

***) Dampfhämmer, zusammengestellt von Hörern der technischen Hochschule in Graz, 1871, Taf. 12.

der Kern *a* mit Schwalbenschwanz eingreift, ist eine lange, als Kolbenstange fungirende Röhre *k* angegossen; im Innern derselben befindet sich eine schmiedeeiserne Stange *l*, welche mit Schraubenmuttern an beiden Enden versehen ist und den Fallblock mit dem Kolben verbindet. Die Röhre *k* ist nur an beiden Enden genau an die Stange *l* passend ausgebohrt.

Cylinder, Kolben und Kolbenstange bei Condie-Hämmern. Bei Hämmern nach Condie's Prinzip muss der Cylinder zur Sicherung gegen Bruch eine grosse Wandstärke erhalten, was um so leichter ausführbar ist, wenn das Fallgewicht bedeutend sein soll. Man findet auch die Wanddicke nach unten zunehmend, wobei der Cylinder die äussere Form eines steilen abgestutzten Kegels erhält. Der Boden, welcher massiv genug sein muss, um den Kern darin befestigen zu können, wird an den Cylinder angegossen, jedoch eine Oeffnung darin gelassen, durch welche bei der Appretur die Bohrspindel gezogen wird.

Die hohle Kolbenstange besteht aus Schmiedeeisen oder Stahl und erhält gewöhnlich unmittelbar ober dem Kolben eine oder mehrere Seitenöffnungen, durch welche der Dampf ein- und ausströmt. Die Befestigung am Hammergerüste soll wieder etwas nachgiebig sein; denn obschon die Kolbenstange keinen direkten Stössen ausgesetzt ist, so kann durch Rückwirkung vom Schlage des Hammers, der nicht genau passend in den Führungen gleitet, ein Bruch erfolgen. So ist in Fig. 446 die oben verstärkte Kolbenstange im Gerüste mit etwas Spielraum aufgehängt; auch legt man einen elastischen Körper unter. Anderseits endigt die Kolbenstange innerhalb des Kolbens in einen kurzen massiven Cylinder, an welchen sich eine Schraubenspindel anschliesst, die unter dem Kolben vorragt und mit einer Mutter versehen ist. Die Eisenplatte α, welche ober der Kolbenstange eingelegt ist, dient als Sicherheitsvorrichtung gegen die Folgen eines zu hohen Hubes. Kommt ein solcher vor, so wird der Kolben vom Drucke des verdichteten Dampfes im unteren Cylinderraume gehoben, und die Kolbenstange schlägt die leicht auszuwechselnde Platte α durch.

Die Kolbenstange wird durch die Oeffnungen an ihrem unteren Ende geschwächt. Eine Construktion, welche diesem Uebelstande abzuhelfen bestimmt ist, zeigt Fig. 425. Der Kolben ist an zwei Stangen *p* aufgehängt, welche durch Stopfbüchsen im Cylinderdeckel geführt sind. Der Dampf wird durch das Kupferrrohr *k*, welches durch eine dritte Stopfbüchse gesteckt ist, in den Cylinder geführt. Diese Einrichtung, auch bei Fig. 427 angewandt, erspart zugleich die schwierigere Anfertigung der hohlen Kolbenstange, hat sich jedoch wegen der drei Stopfbüchsen in der Anwendung nicht bewährt.

Führung. Der Fallblock gleitet zwischen den beiden Gerüstständern *g*, Fig. 370. Damit auch in der auf die Ebene der Ständer senkrechten Richtung keine Abweichung von der verticalen Bewegung stattfinden, muss der Hammerblock mit vorspringenden Leisten in Nuthen an den Ständern oder umgekehrt eingreifen. Wenn die Oberfläche des zu hämmernden Eisenstückes uneben ist und nicht centrisch unter dem Fallblocke liegt, so werden die Führungen stark beansprucht; sie sind daher solid zu construiren. Da der Fallblock bei tiefster Lage noch entsprechend weit zwischen die Führungen eingreifen soll, die vorspringenden Theile der Ständer aber bei grossen Hämmern so hoch liegen sollen, dass die Arbeiter unter denselben verkehren können, so werden mitunter an den Ständern Fortsetzungen angegossen oder angeschraubt, um die Führungen abwärts zu verlängern.

Der Block, Fig. 370, soll ungeachtet der Führungen leicht aus dem Gerüste zu entfernen sein. Zu dem Ende hebt man denselben nach Entfernung des Cylinderdeckels bis nahe unter das Verbindungsstück *v*, trennt die Kolbenstange vom Blocke und der letztere lässt sich nun aus der Ebene der Ständer entfernen. Die Führungsleisten *e* können dann erst in einer Tiefe unter *v* beginnen, welche grösser ist als die Höhe des Fallblockes. Dabei wird jedoch das Gerüst höher als der normale Hub es fordert, auch ist die Bewegung des schweren Blockes in grösserer Entfernung vom Boden unbequem. Zweckmässiger ist es, den Hammer- und Ambosskern zu entfernen und den Block nach Lösung seiner Verbindung mit der Kolbenstange bis auf den Amboss niederzulassen. Die einspringenden Theile der Gerüstständer müssen dann so hoch über dem Amboss liegen, dass der auf letzterem befindliche Fallblock die Führungen bereits verlassen hat, daher fortgeschafft werden kann.

Am besten entspricht es, besondere gusseiserne Führungsplatten anzuwenden, welche mit ebenen Flächen an die Ständer gelegt und durch Schrauben befestigt werden. Nach Lösung der letzteren ist der Block bei jeder Stellung leicht aus dem Gerüste zu entfernen, auch lassen sich die Führungen genau stellen und nach der Abnützung repariren oder durch neue ersetzen. Statt gusseiserner Platten wendet man zur Führung auch schmiedeeiserne Schienen an, welche durch Schrauben mit versenkten Köpfen an die Ständer befestigt werden.

Fig. 446 und 447 zeigen gusseiserne Führungsplatten φ, wie sie nicht nur bei dem dargestellten Condie-Hammer, sondern auch für gewöhnliche Fallblöcke zur Anwendung kommen. Die Platten φ werden durch lange Döbel β und Schrauben γ an die Rippen des Gerüstständers befestigt. Diese Rippen, daher auch die Platten φ, nehmen nach unten an Breite zu. Die bei den Führungen auf einander gleitenden Flächen

werden abgehobelt, desgleichen müssen die Döbel β und die Einschnitte, welche dieselben aufnehmen, glatt bearbeitet sein.

In Fig. 461 und 469 sieht man die Nuthen n des Hammerkörpers, welche zur Führung dienen. Bei Hämmern mit beweglichem Cylinder werden an den letzteren zwei vorspringende Leisten gegossen, wie Fig. 446 und 447 zeigen.

Die schmiedeeiserne Führung F des grossen Neuberger Hammers ist aus dem Grundrisse Fig. 409 ersichtlich.

Eine andere schmiedeeiserne Führung zeigen Fig. 479 im Aufrisse und Fig. 480 im Horizontalschnitte. An den Ständern t, welche Iförmigen Querschnitt besitzen, sind je zwei schmiedeeiserne Schienen s durch eine Anzahl Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt. Die Schienen greifen mit Leisten in Nuthen der Ständer; zwischen denselben gleiten die Führungsleisten des Fallblockes.

Eigenthümlich ist die Führung bei dem Hammer von Dethombay, welche Fig. 481 im Grundrisse zeigt, construirt*); die Führungsplatten p besitzen schräg zusammenstossende Flächen, an welche sich der entsprechend geformte Fallblock f anschliesst; g sind die hohlen Gerüstständer. Es ist damit beabsichtigt, die Führung nach erfolgter Abnützung stets wieder genau stellen zu können, was durch Einschieben von Keilen zwischen p und g erfolgt. Bei Führungsleisten mit rechteckigem Querschnitte kann man auf diese Weise nur den seitlichen Schwankungen, nicht aber der Bewegung des Blockes senkrecht zur Ebene der beiden Ständer abhelfen.

Hämmer ohne Führung des Fallblockes. Bei kleinen Hämmern mit dicker Kolbenstange wird mitunter die Führung des Fallblockes ganz weggelassen und der Zweck derselben dadurch erreicht, dass man der unteren Stopfbüchse eine grössere Länge gibt, die Kolbenstange über den Kolben hinauf fortsetzt und durch eine Stopfbüchse im Deckel des Dampfcylinders führt. Da bei dieser Construction schon die Kolbenstange einen grossen Theil des Fallgewichtes einbringt, erhält der Fallblock eine geringe Höhe und der Dampfcylinder kann niedriger gestellt werden, so dass auch das Gerüst weniger hoch ausfällt.

Es muss jedoch einer Drehung des bewegten Körpers um seine vertikale Axe vorgebeugt werden. Zu diesem Zwecke wird an dem oberen Theile der Kolbenstange eine Nuth angebracht und in der Stopfbüchse oder einem besonderen Aufsatze des Cylinderdeckels ein Keil befestigt, welcher in die genannte Nuth eingreift; oder die obere Kolbenstange wird auf einer Seite abgeflacht, wobei wieder der Ring in der Stopf-

*) Jordan, Album du cours de métallurgie. 2. Aufl., S. 157, Taf. 86.

büchse und der Deckel der letzteren an der Innenseite eine ebene Fläche von entsprechender Breite erhalten müssen. Derartige Einrichtungen zeigen Fig. 457 (S. 437), Fig. 471 (S. 432) und Fig. 459.

Eine analoge bei grossen Hämmern von Morrison angewendete Construktion, sowie andere von den gewöhnlichen abweichende Arten der Führung sind unter „Gerüste" angegeben.

Hammergerüste.

Beim Entwurfe der Gerüste ist besonders darauf zu achten, dass der Dampfcylinder eine möglichst unverrückbare Befestigung erhalte. Diese wird um so besser erreicht, je breiter die Basis, je näher der Schwerpunkt dem Boden, und je geringer überhaupt die Höhe des Gerüstes ist. Die Construktion in diesen Richtungen durchzuführen, unterliegt deshalb einiger Schwierigkeit, weil der Bau wegen der Hubhöhe des Hammers immer eine grössere vertikale Dimension erhält und weil der Untertheil des Gerüstes den Raum um den Amboss frei lassen soll.

Ständer. Die Ständer sind entweder vertikale Platten, welche am inneren, dem Hammerblocke zugekehrten Rande mit Rippen armirt sind, die nach unten breiter werden; am Aussenrande werden schmälere Rippen angebracht. Statt dessen können die Ständer auch mit rechteckigem Querschnitte, jedoch hohl gegossen werden; man benützt sie in diesem Falle zuweilen auch als Dampfleitung. Die Festigkeit wird durch die genannte Construktion erhöht, hingegen ist der Guss schwieriger, daher hohle Ständer gegenwärtig seltener werden.

Die gegenseitige Stellung der Ständer ist eine verschiedene, je nachdem der Amboss nur auf zwei gegenüberstehenden oder auf drei Seiten frei zugänglich sein soll. Im ersten Falle, welchem die Skizze Fig. 370 entspricht, stehen die Hauptplatten *g* in derselben Vertikalebene, im letzteren, wofür Fig. 504 und 505 ein Beispiel geben, werden sie parallel hinter einander aufgestellt oder auch nur Ein Ständer angeordnet. Ein solches Gerüst heisst ein vorhängendes. Bei demselben wirkt nicht nur das Eigengewicht, sondern auch der volle Dampfdruck gegen den Cylinderboden auf Umstürzen; es muss daher auf eine sehr starke Grundplatte gelagert werden, welche dasselbe auf eine hinreichende Entfernung um die Drucklinie stützt. Solche Gerüste sind daher vorzugsweise nur für kleine Hämmer zu empfehlen. Bei grossen Hämmern wird der Zweck, den Raum um den Amboss möglichst frei zu halten, dadurch erreicht, dass man die Ständer thunlichst weit auseinanderrückt; die innere Entfernung derselben, führt den Namen Schmiedeweite und steigt bei den grössten Hämmern auf 7 bis 8 Meter. In diesem Falle

müssen nun auch die gegen den Fallblock vorspringenden Gerüsttheile so hoch angebracht sein, dass man sich unter denselben bewegen kann.

In neuerer Zeit kommen immer häufiger Gerüste zur Verwendung, welche zum grösseren Theile oder fast ganz aus Blech bestehen, dabei gegen Bruch sicherer sind und doch genügende Steifigkeit erhalten können.

Bei der normalen Anordnung, Fig. 370, sind beide Ständer oben durch den Holm v in Verbindung; sehr empfehlenswerth ist es, ausserdem noch am unteren Ende der Führungen vor und hinter dem Fallblock je einen Verbindungsbolzen oder Anker anzubringen.

Bei grossen Dimensionen soll endlich die Basis auch in der zur Ebene der beiden Ständer senkrechten Richtung grössere Breite haben, und es wird aus diesem Grunde öfters eine Zweitheilung der Ständer in der unteren Hälfte ausgeführt.

Die Ständer endigen in horizontale Fussplatten, welche auf einem gemeinschaftlichen Fundamentrahmen zwischen Nasen verkeilt und durch Schrauben befestigt, zuweilen auch mit einer Schicht von hartem Holz unterlegt werden, um eine Lockerung der Schrauben zu hindern. Die Dicke der Fussplatten kann gleich $^2/_3$ bis $^3/_4$ von der Stärke der Fundamentplatten genommen werden.

Die Querschnittsdimensionen der Ständer müssen nicht nur die gehörige Sicherheit gegen Bruch darbieten, sondern sie hängen auch von dem Gewichte ab, welches die Ständer erhalten sollen, um durch die Stösse nicht zu stark erschüttert zu werden. Bei gewöhnlicher Anordnung findet man das Gewicht jedes von den zwei Ständern eines gusseisernen Gerüstes im Mittel gleich dem Fallgewichte.

Fundamentplatten. Die Fundamentplatten, welche den Ständern zur Unterlage dienen und mit dem Grundmauerwerk verankert werden, erhalten bei 1000 bis 6000 Kil. Fallgewicht eine Stärke von 6 bis 10 Cent., welche man bei Anwendung von Oberdampf noch etwas vergrössern kann.

Bei grösseren Dimensionen wird der Fundamentrahmen aus mehreren Stücken zusammengesetzt; in der Regel kommen zwei Hauptplatten unter die beiden Ständer, dazwischen zwei Längsplatten von geringeren Dimensionen, welche in der Mitte den Raum für den Amboss frei lassen. Zur Verbindung der Platten können nach Fig. 486 und 487 an den zusammenstossenden Rändern p derselben halbrunde oder ovale Cylinder a angegossen werden, über welche man schmiedeeiserne Ringe r warm aufzieht. Eine andere Construktion zeigt Fig. 477 und 478, wobei ein eiserner Stab s durch Angüsse der Platten p gesteckt und mittelst der Keile c die Verbindung hergestellt wird.

Sehr gebräuchlich ist es, die beiden Hauptplatten *p*, Fig. 482, nur durch Bolzen *s*, deren Stärke etwa gleich $^3/_4$ der Plattendicke ist, zu verbinden. Die Bolzen sind durch Angüsse gesteckt, welche nach Fig. 483 an der Unterseite der Platten angebracht sind und nach der ganzen Breite derselben fortlaufen, oder sich am Rande der Platten befinden, in welchem Falle eine geringere Länge derselben genügt, weil die Schraubenmuttern von der Seite her zugänglich sind.

Mitunter werden die Grundplatten verrippt, um an Material zu sparen und denselben, wie bei vorhängenden Ständern, eine grössere relative Festigkeit zu ertheilen.

Bei älteren Hämmern wurde häufig ein einziger Gusseisenblock zugleich als Chabatte und zur Befestigung der Gerüstständer verwendet. Das Gewicht der letzteren vergrössert dann die Masse, auf welche die Hammerschläge wirken, und macht dieselbe unbeweglicher; allein das Gerüst selbst leidet heftigere Erschütterungen. Bei grossen Hämmern wird daher gegenwärtig das Fundament der Ständer gänzlich von dem der Chabatte isolirt und die erwähnte Construktion findet sich nur bei den kleinen Schnellhämmern.

Nasmyth's Gerüst. Die normale Gerüstform für Hämmer nach Nasmyth's System, Fig. 370, wurde bereits mehrmals besprochen und auch den meisten der obigen allgemeinen Angaben zu Grunde gelegt.

Ein älteres von Cavé construirtes Gerüst, welches in Frankreich viel verbreitet war und noch ist, zeigen Fig. 496 und 497.*) Die Ständer *g* desselben sind am unteren Ende gegabelt und oben wie unten mit schwalbenschwanzförmigen Zapfen versehen, welche einerseits in dem Gusseisenblocke *p*, anderseits in dem oberen Verbindungsstücke *v* verkeilt sind. Behufs der Führung sind an den Fallblock *b* seitlich Leisten angegossen, welche in Nuthen an den Gerüstständern greifen. Der Fallblock kann nach geschehener Hebung bis nahe unter den Dampfcylinder, wo die Wände der Gerüstständer etwas zurücktreten, entfernt werden. Das ältere Gerüst von Nasmyth weicht von dem beschriebenen darin ab, dass die Ständer mit der Platte *v* durch Schrauben verbunden und unten nicht gegabelt sind.

Die Mängel dieser Form ergeben sich aus den früheren Betrachtungen; sie bestehen in dem gemeinschaftlichen Fundament für die Ständer und den Amboss, und in dem Fehlen auswechselbarer Führungsplatten; auch ist der Raum um den Amboss beengt, dagegen kann man allerdings mit den Werkzeugen auch zwischen der Gablung der Ständer das Schmiedestück erreichen.

*) Revue universelle, 3. Bd., S. 112.

Condie-Hammer. Das Gerüst eines Condie-Hammers von 5400 Kil. Fallgewicht zeigen Fig. 498 im Aufrisse, 499 im Schnitte AB; Fig. 446 enthält das Detail. Jeder Ständer besteht aus einer Platte p, Fig. 498, welche an den Rändern mit Rippen $q\,r$ versehen ist, von denen r nach unten breiter wird; a sind Unterlagsplatten, welche durch Schrauben s, Fig. 497, mit dem Fundamente verankert sind und, soweit sie mit den Fussplatten der Ständer in Berührung stehen, eine grössere Stärke haben als an den Enden. Die Ständer sind zwischen Nasen verkeilt. In Fig. 446 ist die Fundamentplatte im Schnitte ersichtlich; y sind darin zwei Rippen, welche sich an den erhöhten Theil der Platte anschliessen. Mittelst abwärtsgehender, durch Rippen verstärkter Flantschen und Schrauben sind die Platten a, Fig. 499, mit anderen b zu einem fest zusammenhängenden Ganzen verbunden. Ein Vortheil der Condie'schen Anordnung ist, dass der ganze Hammer niedriger ausfällt als bei der Nasmyth'schen. Hingegen kommen zuweilen Brüche des Cylinders vor, auch ist die hohle Kolbenstange ein Nachtheil und wird die Stopfbüchse rascher undicht als bei fixem Cylinder, wo dieselbe vom Fallblock im Moment des Schlages weiter entfernt ist.

Gerüst mit hohlen Ständern. Fig. 484 zeigt das Gerüst eines Hammers von 5600 Kil. Gewicht und 1·25^m Hub*) zur Hälfte in der Ansicht und zur Hälfte im Schnitt. Die Ständer sind hohl und im Innern durch horizontale Rippen r verstärkt. Die Oeffnungen o dienen zur Befestigung des Gusskernes. Die Verbindung des Cylinders mit den Ständern, Fig. 390 und 391, wurde S. 403 beschrieben.

Vorhängende Gerüste für grössere Hämmer. Bei dem Hammer Fig. 493 und 495**) mit beweglichem Cylinder, sind die zwei hohlen Ständer g durch ein Uförmiges, ebenfalls hohles Gussstück v verbunden. Dasselbe enthält das Gehäuse q für die Steuerungsventile und ist beiderseits von a oben offen; c ist der Dampfcylinder, k die hohle Kolbenstange. Der Fundamentrahmen, welcher der nöthigen Stabilität wegen bis vor den Amboss verlängert ist, besteht aus der Platte q, welche den Ständern zur Unterlage dient und an den vier Seiten durch vertikale Wände mit einer zweiten Platte p verbunden ist. Auf der letzteren befinden sich die Rippen o und zwischen diesen die zwei Querwände t. Der ganze Rahmen ist aus zwei Theilen zusammengesetzt, deren Zusammenstoss in die Mittellinie der Fig. 495 fällt, und welche theils durch Flantschen und Schrauben, theils auf die in Fig. 486

*) Zu Pichling bei Köflach steht ein solcher Hammer.

**) Zeichnungen der „Hütte" 1859, Tafel 11.

und 487 angegebene Art verbunden sind. In derselben Weise sind auch die Ständer *g* mit dem Gussstücke *v* vereinigt. Für den Amboss ist der Fundamentrahmen entsprechend durchbrochen.

Bei dem Hammer, Fig. 504 und 505, aus der Fabrik von Kamp*) mit circa 1200 Kil. Fallgewicht sind wieder die beiden Gerüstständer *g* durch Schrauben und Verkeilung an dem Blocke *p* befestigt, welcher mit der Chabatte *n* Ein Gussstück bildet und mit dem Fundament verankert ist. Die Ständer *g* sind durch mehrere Schrauben *s* und oben durch den Dampfcylinder *c*, der mittelst angegossener Lappen auf beiden Ständern festgeschraubt ist, verbunden.

Ein Gerüst für einen Hammer von 550 Kil. Fallgewicht zeigen Fig. 500 und 501.**) Die beiden Ständer *g*, auf der gemeinschaftlichen Platte *p* zwischen Nasen verkeilt, sind oben mit den erweiterten Flantschen des Cylinders *c* verschraubt; zwischen beiden Ständern ist der Boden, welcher die Stopfbüchse enthält, an den Cylinder befestigt. Man ersieht aus der Zeichnung, dass auch hier die Platte *p* bis vor den Amboss verlängert ist, um die gehörige Stütze zu bilden.

In einem Etablissement bei Essen a. d. Ruhr sind nach Fig. 490 zwei Dampfhämmer, der eine von 40, der andere von 20 Ctrn. Fallgewicht neben einander gestellt. Zu jedem Hammer gehört ein Ständer *g* in Form einer hohlen Säule; die Aufsatzstücke *a* dienen zur Befestigung der Dampfcylinder *c*, während sich bei *f* die Führungen befinden. Beide Gerüste ruhen auf einer gemeinschaftlichen, verankerten Fundamentplatte. Dieselbe Gerüstform kommt auch bei Hämmern von Türck vor. Kleinere Hämmer erhalten sogar zu zweien einen gemeinschaftlichen Ständer, wobei die Gewichte der beiden Cylinder sich gegenseitig ausgleichen.

Schnellhammer-Gerüste. Bei den geringen Dimensionen dieser Hämmer können ihre Gerüste ohne Nachtheil als vorhängende construirt und mit dem Ambos auf einem gemeinschaftlichen Gussstück befestigt werden.

Fig. 472 und 473 zeigen den Schnellhammer von Massey, dessen Steuerung S. 432 beschrieben wurde. Das Gerüst besteht aus zwei abgesonderten Ständern, welche auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte befestigt sind; diese besitzt eine Oeffnung für den Amboss, welcher hier abgesondert fundirt ist. An den Cylinder ist eine durch Rippen ver-

*) Zeichnungen der „Hütte“ 1863, Tafel 2.

**) Revue universelle, 11. Bd., S. 221.

stärkte Grundplatte *p* angegossen, welche mit den Köpfen der Ständer verschraubt ist und dieselben zusammenhält.

Das Gerüst eines Schnellhammers mit 170 Kil. Fallgewicht von Keller und Banning, dessen Steuerung S. 376 und 431 beschrieben wurde, ist durch Fig. 451 im Längenschnitt, durch Fig. 452 in der Vorderansicht dargestellt; Fig. 453 ist ein Schnitt nach *A B* und 454 ein solcher nach *C D*. An die Chabatte *a* schliessen sich zwei durch eine vertikale Rippe verbundene Platten *b*; auf der oberen derselben ist der Ständer *c* zwischen Nasen festgekeilt. Dieser ist im unteren Theile hohl, im oberen aus der vertikalen Platte *d* und zwei Rippen *e* zusammengesetzt. Der Cylinder stützt sich mittelst Rippen auf den Obertheil des Ständers und auf eine Nase an der Platte *d*. An die letztere sind zwei rechtwinklig umgebogene Flügel angegossen, welche zur Befestigung der schmiedeeisernen Führungsplatten *f* des Fallblockes dienen.

Fig. 488 zeigt das Gerüst für einen Hammer von 600 Kil. Fallgewicht aus der Maschinenfabrik in Chemnitz*), dessen Steuerung auf S. 434 beschrieben wurde. Bei den kleineren Dimensionen ist dieses Gerüst sammt Chabatte und Cylinder nur aus zwei Stücken gefertigt. Das untere Stück besteht aus der Grundplatte *a*, der Chabatte *b* und einem an diese sich schliessenden Anguss mit Flantschen *f*, welche zur Verbindung mit dem zweiten Stück *c* dienen; dieses ist mit dem Dampfcylinder *d* zusammengegossen. Der ganze Ständer hat bis zur Grundplatte *a* herab einen Tförmigen Querschnitt, daher auch diese Platte in der Nähe des Ambosses grössere Breite besitzt als unterhalb des Ständers. Die Führung erfolgt durch die untere und die obere Stopfbüchse, durch welche die mit Kolben und Fallblock aus einem Stück Stahl geschmiedete Kolbenstange läuft.

Gerüste mit grosser Schmiedeweite. Fig. 514**) zeigt einen Condie-Hammer von 6600 Kil. Fallgewicht und 2·3^m Hub, bei welchem die Gerüstständer gegen 7^m von einander abstehen. Dieselben sind unten mit der Grundplatte und oben durch das Querstück *t* unter einander verbunden. Das letztere ist in der Mitte, wo der Cylinder, zugleich Fallblock *c* sich bewegt, durchbrochen. Zwei Bögen *v* stellen die Verbindung mit dem Ventilkasten *k* her; *ff* sind die stellbaren Gleitlineale. Das ganze Gerüst ist hohl und von rechteckigem Querschnitte.

Das Gerüst des grossen Neuberger Dampfhammers von 17500 Kil. Fallgewicht ist in Fig. 502 und 503 skizzirt. Die zwei gusseisernen Grundplatten *p* sind auf Mauerwerk *m* gelagert; sonst ist das ganze Ge-

*) Uhland's Maschinenconstrukteur 1872, 5. Bd., S. 113.

**) Revue universelle, 2. Bd., S. 451.

rüst aus Blech construirt, und besteht aus 4 hohen Säulen *s*, zwei Verbindungstheilen *q*, den Blechbalken *r*, den Trägern *t*, an welchen die Führungen für den Fallblock *h* befestigt sind und dem Verbindungsstücke *v*, auf welchem der Dampfcylinder *c* ruht. Der Raum ober dem Kolben ist durch den am Deckel angegossenen Kanal *d* in beständiger Verbindung mit dem Dampfableitungsrohre *e*, dessen unterer Theil sich auf *v* stützt. Dieselbe Construktion besitzt das Gerüst des grossen Dampfhammers zu Perm.

Blechgerüste. In ähnlicher Art wie das soeben beschriebene werden auch Gerüste für kleinere Hämmer ausgeführt. Fig. 491 zeigt ein solches Gerüst für einen Hammer mit 2500 Kil. Gewicht und 1·6^{m} Hub aus Schulz & Göbel's Maschinenfabrik in Wien. An den Cylinder *c* sind hohle Rahmen *r* von rechteckigem Querschnitt angegossen, welche durch Schrauben an die Ständer *a* befestigt sind. Letztere haben I förmigen Querschnitt und endigen in viereckige Kästen, welche sich im Innern des Blechträgers *b* befinden; unten schliessen sich daran noch Ansätze, durch welche die Führung des Fallklotzes verlängert ist. Die Säulen *s* bestehen aus Gusseisen, haben 4 Cent. Wandstärke und besitzen oben angegossene Platten, deren Form sich entsprechend der des Trägers *b* aus einem Halbkreise und einem Rechteck zusammensetzt.

Morrison's Hammer. Ein Morrison'scher Hammer*) ist durch Fig. 506 bis 508 dargestellt; Fig. 508 ist der Horizontalschnitt. Der Dampfcylinder *c* ist mit angegossenen Platten an die Ständer *g* angeschraubt, welche dadurch sehr solid verbunden sind. Auch wird der Amboss dabei freier und die Anordnung nähert sich den vorhängenden Gerüsten. Um den Cylinder, daher den Schwerpunkt des Ganzen tiefer zu legen, ist der Fallblock niedrig und ohne Führung, hingegen die verlängerte starke Kolbenstange oben mit dem Gleitstücke *s* verbunden, welches durch die an den Ständern festen Schienen *f* geführt wird. Kolben, Kolbenstange und Gleitstück sind im Ganzen geschmiedet, daher der Cylinderdeckel zweitheilig. Die untere Stopfbüchse ist lang genug, um die Kolbenstange gut zu führen. Eine Stange *t* verbindet die oberen Enden der Ständer; die Rippen *r*, Fig. 507, verleihen den letzteren mehr Widerstandsfähigkeit gegen den Dampfdruck, welcher auf den Cylinderboden wirkt. Der Schieberkasten ist an der Rückseite des Cylinders befestigt, die äussere Steuerung der Nasmyth'schen ähnlich, nur sind die bei letzterem am Fallklotze befindlichen Theile hier am Gleitstücke *s*

*) Revue universelle, 3. Bd., S. 112.

angebracht. Durch die Verlängerung der Kolbenstange erhält jedoch der Bau eine unvortheilhafte Höhe.

Ein anderer Morrison-Hammer ist durch Fig. 513 dargestellt. Bei demselben sind die Fussplatten *q* der Ständer *g* auf den Platten *p* festgeschraubt, welche durch Rippen *r* gestützt und mit der Chabatte *e* aus einem Stücke gegossen sind; zwischen den Platten *q* und *p* liegt eine Holzschicht. Der Dampfcylinder *c* nebst der unteren Stopfbüchse besteht aus zwei Hälften, welche mit den Ständern *g* je ein Gussstück bilden; die beiden Gerüsttheile sind durch Flantschen *ff* verbunden; *k* ist die Kolbenstange, welche mit dem Kolben und dem Fallblocke ein Ganzes bildet. Im Uebrigen ist der zweitheilige Dampfcylinder keine vortheilhafte Construktion.

Bei neueren Hämmern von Morrison ist die obere Führung der Kolbenstange weggelassen und wird diese nur durch die Stopfbüchsen in beiden Cylinderdeckeln geführt. Fig. 515 zeigt das Gerüst eines solchen, im Grazer Walzwerk aufgestellten Hammers von 5000 Kil. Fallgewicht. Die Ständer bestehen aus einer Platte, an deren Rändern sich Rippen befinden; nebstdem steigt noch eine Rippe *r* schräg auf. Da Kolben, Stange und Fallblock aus einem Stück bestehen, ist die untere Stopfbüchse zweitheilig; zur Verhinderung der Drehung besitzt die obere Verlängerung der Kolbenstange eine ebene Fläche. Wie der Horizontalschnitt Fig. 516 zeigt, liegt die Cylinderaxe in der Mittelebene der Ständer.

Voisin's Dampfhammer. Dieser Hammer*) ist durch Fig. 511 und 512 in der Ansicht und im Horizontalschnitte nach *A B* dargestellt. Das Gerüst besteht aus zwei hohlen Ständern *g*, welche in starken Fussplatten endigen, die der grösseren Stabilität wegen bis nahe zum Ambosse verlängert sind; sie werden zwischen Nasen an der Fundamentplatte verkeilt. An den Ständern sind mittelst angegossener vertikaler Platten und Schrauben die zwei Dampfcylinder *c* befestigt. Damit die Schrauben nicht auf Abscheren beansprucht werden, sind horizontale Döbel zwischen die Gerüstständer und die Cylinder eingeschoben, und überdies ruhen letztere mittelst der Vorsprünge *e* auf den Ständern.

Die beiden Kolbenstangen sind durch Zapfen mit der Traverse *i* verbunden, an welcher die Hammerstange *s* drehbar befestigt ist. Der Hammer wird durch beide Dampfkolben zugleich gehoben und fällt gemeinschaftlich mit denselben nieder. Die bewegliche Verbindung der Kolbenstangen, der Traverse und der Hammerstange hat den Zweck, die Deformirung zu vermeiden, welche entstehen könnte, wenn der eine

*) Revue universelle, 3. Bd., S. 131.

Kolben mehr beschleunigt wird als der andere. Zu diesem Zwecke, sowie um beim Schlage einen Stoss der Kolbenstangen gegen die Traverse *t* unschädlich zu machen, sind über die Lager, in welche die Endzapfen der Traverse eingreifen, starke Kautschukplatten eingelegt. Beim Aufgange erfolgt Prellung durch Dampf auf die bekannte Art; die ringförmigen Kanäle, welche die oberen Cylinderenden umgeben, communiziren durch die Röhren *r* mit dem Dampfleitungsrohre. Um die beiden Ständer zu verbinden, sind die Dampfcylinder oben mit seitlichen Ansätzen versehen, durch welche eine horizontale Stange gezogen und mit einer Schraubenmutter befestigt ist. Auf der anderen Seite der Cylinder ist es der lange Dampfvertheilungskasten, welcher, an beide festgeschraubt, die Verbindung herstellt. Von diesem Kasten führen vertikale Kanäle zu den unteren Cylinderenden; die Steuerung erfolgt ganz ähnlich wie in Fig. 446.

Der Vortheil der beschriebenen Anordnung, welche nur für schwere Hämmer bestimmt ist, liegt darin, dass die Höhe des Gerüstes vermindert, sein Schwerpunkt weit abwärts gelegt, und dass die hängende Stopfbüchse vermieden ist. Der Fallblock *b* hat eine bedeutende Höhe, um auch bei der höchsten Kolbenstellung noch sicher geführt zu werden; doch erscheint das Ganze weniger einfach und solid. Das wirksame Gewicht des gezeichneten Hammers beträgt 6000 Kil., die Hubhöhe $1{\cdot}5^{m}$.

Hammer von Thwaite und Carbutt. Aehnlich der Voisin'schen ist die Anordnung von Thwaite und Carbutt, Fig. 517.*) Der Hammerkern ist an der starken gusseisernen Traverse *a* befestigt, und diese mit den beiden röhrenförmigen nach oben fortgesetzten Kolbenstangen möglichst solid verbunden, da das Bestreben hier dahin gerichtet ist, einen starren Zusammenhang zwischen dem Hammer und den Kolbenstangen herzustellen, um eine etwaige verschiedene Reibung der letzteren in den Stopfbüchsen unschädlich zu machen. Die Drehung der Kolbenstangen in der Traverse ist durch Bolzen *n* gehindert. Beim Aufgange wirkt der volle Dampfdruck auf die untere, beim Niedergange Oberdampf auf die obere ringförmige Kolbenfläche. Um die Führung sicherer zu machen, schliessen sich an die Kolben auch nach abwärts Kolbenstangen, welche durch Stopfbüchsen laufen. Die Steuerung wurde auf S. 410 beschrieben. — Die Anordnung ist solider als die Voisin'sche, doch wie diese verhältnissmässig complicirt und schwierig auszuführen.

Hammer mit besonderem Oberdampf-Cylinder. Um bei Hämmern

*) Dingler's polyt. Journal 1868, 189. Band, S. 93.

mit Oberdampf die Kolbenstange besser zu schonen, soll nach Mund*) und nach Budenberg**) die in Fig. 509 skizzirte Construktion zur Anwendung kommen. Der Fallblock *a* ist am oberen Ende mit einer Packung versehen und gleitet in einem Cylinder, in welchen durch den Canal *b* der Oberdampf eintritt, beziehungsweise davon ausströmt. An den Fallblock schliesst sich mittelst Kolbenstange der Kolben *k*, in dessen Cylinder wieder durch das Rohr *c* der zur Hebung des Hammers erforderliche Unterdampf eintritt. Die Steuerung erfolgt für *b* durch einen Röhrenschieber, für *c* durch einen Wilson'schen Hahn, und es werden diese beiden Steuerungen gleichzeitig und von Hand, nur beim Aufgange in der üblichen Weise selbstthätig bewegt. Das Gerüst erhält jedoch bei dieser Anordnung eine grosse Höhe, die doppelte Steuerung, für welche auch noch getrennte Admissionsschieber nothwendig sind, macht die Einrichtung complizirt; die Kolbenstange erleidet allerdings keinen Druck durch den Oberdampf, sondern beim Auf- wie beim Niedergange nur einen Zug, beim Schlage jedoch denselben Stoss wie bei der gewöhnlichen Anordnung, wo der Oberdampf ober *k* eintritt. Dieser Stoss hängt nämlich von der Masse und der Endgeschwindigkeit der Kolbenstange nebst Kolben ab. Bei der gewöhnlichen Anordnung kommt dazu allerdings noch die Wirkung des in seiner Bewegung plötzlich aufgehaltenen Oberdampfes, welcher jedoch wegen seiner Elastizität den Stoss nicht merklich verstärken kann.

Amboss und Fundament.

Hammerfundament. Fast durchgehends wird bei grösseren Hämmern die Regel befolgt, das Fundament des Hammers von dem des Ambosses zu isoliren, um das Gerüst möglichst gegen die von den Hammerschlägen herrührenden Erschütterungen zu sichern. Das Fundament besteht in der Regel aus zwei grösseren Mauerkörpern, auf welchen die Unterlagsplatten der Ständer direkt, nur selten mit einer Zwischenlage von Holz aufruhen und verankert sind, dann aus zwei schwächeren die beiden eigentlichen Fundamente verbindenden Mauern. Der in der Mitte freibleibende Raum dient zur Aufstellung des Ambosses. In einigen der später zu beschreibenden Zeichnungen von Amboss-Fundamenten sind auch die der Hämmer selbst angegeben.

Amboss. Der Amboss besteht aus der Chabatte und einem Kern,

*) Armengaud's Génie industriel, November 1869, S. 232; Dingler's polyt. Journal 1870, 195. Bd., S. 97.

**) Polyt. Centralblatt 1870, S. 161.

auch Sattel genannt, welcher durch Keile befestigt, daher auswechselbar ist. Die Chabatte ruht in der Regel auf einer Holzunterlage, deren Elastizität die Wirkung der Schläge auf den umgebenden Grund mildert. Eine zu grosse Elastizität schwächt jedoch auch die Einwirkung der Schläge auf das Eisen und macht die Chabatte leichter verrückbar. Es ist daher zweckmässiger, den Unterlagsbalken eine vertikale als eine horizontale Stellung zu geben, daher einen Chabattenstock zu verwenden, welcher bei unfestem Grunde auf Mauerwerk, Béton oder Piloten fundirt wird.

Allerdings ist auch eine Unterlage von horizontalen Balken ziemlich oft in Verwendung, wie z. B. in Deutschland; allein die Chabatte erfordert dann ein bedeutend grösseres Gewicht, was allerdings zum Theil daher rühren mag, dass bei Anwendung eines Stockes die Chabatte in diesen eingelassen und fest verkeilt wird, daher auch das Gewicht der Holzmasse mitwirkt, um die Chabatte weniger verschiebbar zu machen.

Von horizontalen Balken gibt man, um die zu grosse Elastizität zu vermindern, in neuerer Zeit nur mehr eine oder zwei Lagen*), welche auf einem gemauerten Fundament ruhen. Die Chabatte direkt auf Mauerwerk oder Béton zu stellen, ist bedenklich, da dieses zertrümmert werden kann, wie es sich bei einem Hammer in Reschitza thatsächlich ereignete.

Je grösser das Gewicht der Chabatte, desto unveränderlicher ist deren Stellung. Bei Hämmern ohne Oberdampf, und wenn die Chabatte in einem fest aufgelagerten Stocke mit vertikalen Hölzern verkeilt ist, genügt für dieselbe ein Gewicht

$$4\,GH \text{ bis } 5\,GH,$$

worin G das Hammergewicht und H die Hubhöhe in Metern bedeutet. Für Hämmer zum Schmieden von Stahl soll die Chabatte um die Hälfte schwerer gemacht werden, als wenn nur Eisen bearbeitet wird. Bei Hämmern nach Daelen's Prinzip kann man den obigen Werthen 30% zuschlagen.

Bei sehr grossen Hämmern geht man noch unter diese Ziffern herab; so ist das Chabattengewicht bei dem Hammer zu Perm, wo Oberdampf in Anwendung steht, $4{\cdot}2\,GH$; beim Hammer in Woolwich, wo der Effekt des Schlages durch Oberdampf vervierfacht wird, $8\,GH$; beim grossen Hammer in Neuberg $4\,GH$; bei einem Hammer**) von 25000 Kil. Gewicht und 3^m Hub gleich $3\,GH$ u. s. w.

*) Zeitschrift deutscher Ingenieure 1870, 14. Bd., S. 94.

**) Engineering, 4. Bd., S. 496.

Ruht die Chabatte auf horizontalen Balken, so findet man den früher für kleinere Hämmer abgegebenen Werth auf nahe das Doppelte gesteigert.

Bei Krupp's Hämmern wird für einen von 1 bis 3^m steigenden Hub das Chabattengewicht gleich 8 $G H$ bis 10 $G H$ gehalten.*)

Die Chabatte erhält oben eine Höhlung für den Kern, an den Seitenwänden Zapfen oder Vertiefungen, welche bei der Aufstellung zur Befestigung am Hebezeug dienen. Bei grossem Gewichte wird dieselbe aus mehreren Stücken zusammengesetzt, welche sich jedoch mit glatten Arbeitsleisten berühren müssen; in neuerer Zeit fertigt man auch die grössten Chabatten aus einem Stück.

Von den nun zu erläuternden Zeichnungen geben Fig. 518 bis 521, 522, 523, 527 und 528 nur eine Hälfte der betreffenden Ansichten und Schnitte, da die zweite Hälfte zur ersten in Bezug auf die Mittellinie $m n$ vollkommen symmetrisch ist.

Fundirung mit Chabattenstock. Fig. 524**) zeigt das Fundament des Dampfhammers Fig. 446 von 5400 Kil. Fallgewicht und 1·3^m Hub. Die Chabatte besteht aus dem 20800 Kil. schweren Gusseisenblocke a, welcher den 2100 Kil. wiegenden Ambosskern d aufnimmt und in dem eichenen Stocke b verkeilt ist; der letztere wird durch drei achteckige Gusseisenringe r von zusammen 9600 Kil., dann durch 5 Schmiedeeisenringe s verbunden. Der Stock wiegt sammt Armirung 24400 Kil. Die Ringe r sind durch Hölzer e in der viereckigen Oeffnung der Fundamentmauer des Hammers abgekeilt und hindern wegen ihrer Form eine Drehung des Chabattenstockes; ohne diese Verkeilung, welche anfänglich wegblieb, wurde die Chabatte nach einiger Zeit des Betriebes merklich verschoben. Die Fundamentmauer, von welcher Fig. 524 nur einen Theil durchschnitten zeigt, besteht aus Bruchsteinen, worin einige Quaderschichten zur Auflage der Grundplatte p und zur Befestigung der Ankerschrauben t eingelegt sind.

Fig. 542 und 543 zeigen den Amboss und die Fundirung des grossen Neuberger Dampfhammers (17500 Kil. Fallgewicht und 2·7^m Hub). Die Chabatte, durch Fig. 544 zur Hälfte im Grundrisse dargestellt, besteht aus 4 Stücken, deren unterstes die Form eines regulären Achteckes besitzt, während bei den folgenden von kleinerem Durchmesser die abwechselnden Seiten des Achteckes ungeänderte Länge zeigen, so dass der oberste Theil nahe quadratische Form hat. Die 4 längeren Seitenflächen jedes der

---

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1867, 11. Bd., S. 355; 1870, 14. Bd., S. 94.

**) „Erfahrungen" 1854; Jahrbuch der Montanlehranstalt zu Leoben, 1854, 4. Band.

oberen drei Stücke sind etwas abgeschrägt, die übrigen vertikal; und alle zwischen Nasen, die am Rande des nächst tieferen Stückes herumlaufen, festgekeilt. Im obersten Theil sind Nischen ausgespart, in welchen sich die Muttern von 4 zur Verbindung dienenden Ankern *a* befinden. An den Berührungsstellen sind Arbeitsleisten angebracht, die Stücke in der Mitte mit Oeffnungen versehen, durch welche behufs Appretur dieser Leisten eine Bohrspindel gesteckt wurde. Die Zapfen *z* dienen zur Befestigung eines Hebzeuges für den Transport der Chabatte. Die letztere wiegt 170000 Kil.

Der eichene Chabattenstock *S* besteht aus einem Mittelstück, an welches sich concentrische Schichten von genau zusammengepassten, durch Döbel und Eisenreife verbundenen Balken anschliessen. Ganz aussen sind ebenfalls, dicht an einander schliessend, Eisenreife von je 350 Kil. Gewicht angebracht.

Der Chabattenstock ruht sowie das aus Quadern bestehende Hammerfundament auf Felsengrund. Der Raum um die Chabatte ist leer gelassen und mit einer auf zwei Blechträgern *b* ruhenden Balkendecke versehen, auf welche eine Schotterschicht gelegt ist. Damit die Chabatte sich frei senken kann, ist dieselbe ausser Berührung mit der Balkenschicht und der Zwischenraum durch Bleche *o* überdeckt, welche sich an die Chabatte lehnen. Durch eine Einsteigöffnung hat man Zutritt in den Hohlraum und kann jederzeit den Zustand der Theile untersuchen.

Das Fundament bewährte sich vollkommen gut, die Erschütterungen pflanzen sich nur wenig auf den umgebenden Grund fort, die Senkung der Chabatte betrug nach einjährigem Betrieb 11 Centimeter und schien hiemit aufzuhören.

Ein anderes Fundament ist durch Fig. 520 und 521 in der Ansicht und dem Querschnitte*) dargestellt. Der Ambosskern *d* ist in dem Blocke *a* und dieser auf der Platte *q* verkeilt, welche mit angegossenen Lappen den eichenen Chabattenstock *b* umfasst. Dieser besteht aus 16 Stücken, ist an den Ecken abgerundet, durch 1·3 Cent. dicke schmiedeeiserne Ringe *s* verbunden und unten in die 8 Cent. starke Platte *r* eingesetzt, welche auf einer Bétonschicht *f* ruht; diese ragt $0{\cdot}8^m$ tief in gewachsenen Grund, ober welchem sich Aufschüttung befindet. Die Fundamentplatte des Hammergerüstes ist mit der 2^m hohen, aus Ziegeln in Cement aufgeführten Mauer *p* verankert, der Raum um den Chabattenstock nur lose mit Kohlenasche gefüllt, um denselben vom Hammergerüste möglichst zu isoliren. Chabatte und Stock haben zusammen 25000, der Hammer 2500 Kil. Gewicht.

*) Schönfelder, die baulichen Anlagen etc. in Preussen 1862, 2. Jahrg., 1. Lieferung, S. 17.

Fundirung mit Vertikalbalken und Béton. Nach Fig. 531 ruht die Chabatte, deren Seitenansicht Fig. 532 zeigt, auf 8 blos unten behauenen und zusammengepassten Stämmen *b*, welche auf Schotter stehen und mit Béton umgeben sind. In Fig. 526 sind 16 Stämme *b* längs dem Rande der Chabatte angeordnet und mit einer Unterlage von Pfosten durch das Mauerwerk *m* gestützt. Die Seitenansicht der Chabatte zeigt Fig. 525. Die Hammergewichte betragen bei Fig. 531 3000 Kil., bei Fig. 526 1500 Kil. Ein durch Ringe zusammengehaltener Stock, in welchem die Chabatte fest verkeilt ist, wäre diesen Anordnungen vorzuziehen.

Chabattenstock und Horizontalbalken. Beim Fundament Fig. 510*) ist die gusseiserne Chabatte mit dem 1·1^m breiten, 2^m langen Chabattenstocke *b* verbunden, welcher in den gusseisernen Kasten *k* eingelassen ist. An den Ecken des letzteren befinden sich Verstärkungen, durch welche die Schienen *s* gehen. Diese verbinden den Kasten *k* mit einer Anzahl bündig über einander gelegter Schwellen *n*. Die Grundplatte *q* des Hammers ist auf einer doppelten Reihe starker Balken *o* gelagert; die Platten *p* fassen das Fundament-Mauerwerk ein.

Fundirung mit Horizontalbalken. Fig. 522 und 523 stellen Längenschnitt und Ansicht des Fundamentes für einen 5000 Kil. schweren Hammer dar.**) Die aus 4 Stücken *a b c d* bestehende Chabatte ruht auf einem hölzernen Schwellwerke, welches durch 15 Piloten gestützt ist. Die zwei unteren Chabattentheile sind mit dem Schwellwerke durch Ankerschrauben verbunden, *f* ist das Quaderfundament des Hammergerüstes. Die Chabatte allein hat ungefähr das 10fache Hammergewicht.

Aehnlich, nur mit weniger Schwellen, ist das Fundament eines 3500 Kil. schweren Hammers construirt, welches Fig. 518 und 519 im Längen- und Querschnitte zeigen. Die Chabatte besteht aus 3 Theilen *a b c*, das Schwellwerk ruht auf 9 Piloten, das Hammergerüst auf 8 Piloten *p*, welche an den Eckpunkten, sowie in der Mitte der Seiten der rechteckigen Fundamentplatte angebracht sind.

Noch ein Fundament mit Horizontalbalken zeigen Fig. 527 und 528.***) Die aus zwei Theilen *a b* bestehende Chabatte ruht auf einem durch Schrauben verbundenen Schwellwerke, und dieses auf einer 1^m hohen Cementschicht *c*. Der Hammer hat 1500 Kil. Gewicht bei 1^m Hub, die Chabatte wiegt 17000 Kil. Nach der früher angegebenen Regel würde sich hiefür nur 5 G = 7500 Kil., und wenn man wie bei Hämmern mit

*) Zeichnungen der „Hütte" 1859, Taf. 11.

**) Zeichnungen der „Hütte" 1862, Taf. 13.

***) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1858, S. 119.

frischem Oberdampfe 30% zuschlägt, 10000 Kil., also bedeutend weniger als das wirkliche Gewicht ergeben. Dessenungeachtet zeigt sich, da im untersten Theile des Schwellwerkes anfänglich blos die Balken q vorhanden waren, ein dem Effekte der Schläge nachtheiliges Federn, weshalb man noch die mittleren Balkenlagen p unterzog. Auch wurden sämmtliche Leerräume des Schwellwerkes mit Erde ausgefüllt.

Abwechselnde Holz- und Eisenschichten. Die Chabatte des grossen Dampfhammers zu Woolwich*) mit 35500 Kil. Gewicht, $3{\cdot}2^m$ Hub und Oberdampf ist in folgender Art hergestellt und fundirt. In dem nicht sehr festen Grunde wurde eine Grube von $12{\cdot}8^m$ im Quadrat und $6{\cdot}1^m$ Tiefe ausgehoben und darin 100 Piloten in Abständen von circa 1^m eingetrieben, so dass dieselben eine Fläche von $9{\cdot}14^m$ im Quadrat einnehmen. Die Piloten wurden $1{\cdot}4^m$ ober dem Grunde abgeschnitten, die Grube bis zu dieser Höhe mit Béton gefüllt und auf diesen und die Pfahlköpfe der Reihe nach aufgelegt: eine Gusseisenplatte von $9{\cdot}14^m$ im Quadrat und $0{\cdot}28^m$ Dicke, aus drei Theilen bestehend; zwei ins Kreuz gelegte Reihen eichener Balken von je $0{\cdot}32^m$ Stärke; eine zweitheilige Gussplatte von $8{\cdot}23^m$ im Quadrat und $0{\cdot}25^m$ Stärke; eine Schicht vertikal stehender Eichenbalken von $0{\cdot}32^m$ Stärke und $0{\cdot}65^m$ Höhe, welche zusammen ein Quadrat von $7{\cdot}3^m$ Seite einnehmen und durch ein Eisenband von $0{\cdot}15^m$ Höhe und $0{\cdot}05^m$ Dicke zusammengehalten werden; eine dritte Platte von $7{\cdot}3^m$ im Quadrat und $0{\cdot}3^m$ Dicke, aus zwei Stücken bestehend; eine dünne Zwischenlage von Eichenbohlen und Filz, dann eine vierte Platte, $6{\cdot}7^m$ im Quadrat, $0{\cdot}3^m$ stark; hierauf die Chabatte, aus zwei Theilen bestehend, von welchen der untere die Form eines abgestutzten Kegels, 1^m Höhe, $4{\cdot}5^m$ unteren und $3{\cdot}7^m$ oberen Durchmesser besitzt, der obere ein Cylinder von $0{\cdot}81^m$ Höhe und $3{\cdot}7^m$ Durchmesser ist und zur Aufnahme des Hammerkernes dient. Schliesslich wurde der das Ganze umgebende freie Raum in der Grube mit Béton vollgegossen. Die gesammte Gusseisenmasse wiegt 700000 Kilogramm; die einzelnen Theile wurden auf einer Holzbahn mit eisernen Walzen an Ort und Stelle gebracht.

Schwere Chabatten aus einem Stück. Die Zusammensetzung der Chabatten aus mehreren Stücken verursacht durch genaues Zusammenpassen und Transport an Ort und Stelle grosse Kosten und gewährt namentlich eine geringere Sicherheit. Man giesst daher neuerer Zeit schwere Chabatten aus einem Stücke, und zwar in umgekehrter Stellung, wobei die festeste und dichteste Masse in den Obertheil kommt, und mit zwei starken Drehzapfen, deren Axe durch den Schwerpunkt geht, da-

*) Polyt. Centralblatt 1873, 10. Heft, S. 624.

mit man die Chabatte nach erfolgter Abkühlung mit dem geringsten Kraftaufwande zu wenden im Stande sei. Unter der Form wird eine provisorische Mauerung hergestellt, welche nach Erkaltung der Chabatte, um diese drehen zu können, herausgenommen wird; den nach erfolgtem Wenden unter der Chabatte befindlichen leeren Raum füllt man sodann entsprechend aus. Der Guss selbst erfolgt aus einer Reihe um die Form herum aufgestellter Kupolöfen.

In dieser Weise wurde z. B. die 667000 Kil. schwere Chabatte des Dampfhammers zu Perm in Russland (50000 Kil. Fallgewicht, Oberdampf) hergestellt.*) Das Fundament derselben besteht aus drei Lagen von Sandsteinquadern, in Cement gelegt, deren jeder ein Gewicht von 16—20000 Kil. besitzt; die unterste Lage hat 1·3, die mittlere 2·6, die oberste 4·6^m Höhe, der Horizontalquerschnitt aller ist ein Quadrat von 6·6^m Seitenlänge. Unter jeder Lage befindet sich eine doppelte Schicht ins Kreuz gelegter Lärchenbalken von 0·3^m im Quadrat, welche mit Pech übergossen und mit einer Lage Filz bedeckt sind. Eine solche doppelte Balkenschicht ist auch auf die oberste Sandsteinschicht gelegt und bildet die unmittelbare Unterlage der Chabatte.

Die Chabatte hat die Form eines quadratischen Prisma's von 5^m Seite und 1·6^m Höhe, an welches sich oben eine Pyramide von nahe 3^m Höhe und 3^m oberster Seitenlänge anschliesst. Zum Gusse dienten 14 Kupolöfen. Ungeachtet diese nebst zugehörigen Gebläsen, ferner Dampfmaschinen zum Wenden der Chabatte aufgestellt werden mussten, stellten sich doch die Kosten verhältnissmässig gering.

Bétonfundament in einem Blechkasten. Zu Carlswerk bei Neustadt-Eberswalde wurde für einen Daelen-Hammer von 7500 Kil. Fallgewicht ein Chabatten-, zugleich Hammerfundament aus einem mit Béton gefüllten Blechkasten hergestellt. Dieses Fundament zeigen Fig. 545 im Vertikalschnitte und Fig. 546 im Grundrisse.**) Der Kasten besteht aus zwei vertikalen Blechwänden, die eine mit kreisförmigem, die andere mit elliptischem Querschnitte; die erstere besitzt einen Boden, welcher durch sechs Rippen *a* gegen den Cylinder abgesteift ist. Der Zwischenraum beider Cylinder enthält 8 radiale Blechwände und ist unten offen, oben zum Theil durch die Grundplatten *b* des Hammergerüstes abgeschlossen. Zur Befestigung der letzteren dienen Schrauben *s*, welche unten flach ausgeschmiedet und an den verschiedenen Blechwänden angenietet sind.

Der innere, sowie der äussere Cylinder ist ganz mit Béton ausgefüllt

*) Freiberger Berg- u. hütt. Zeitung 1874, S. 2.

**) Zeitschrift deutscher Ingenieure 1867, 11. Bd., S. 355.

und auf dieser Masse steht frei die gusseiserne Chabatte. — In der Anwendung zeigte sich der Nachtheil eines zu langsamen Festwerdens des Bétons; der Hammer wurde nach 3 Monaten in Gang gesetzt, seine Schläge trieben die Chabatte nach und nach um 25 Cent. abwärts, dann trat in dieser Bewegung ein Stillstand ein; nach Wegnahme der Chabatte fand sich der Béton gehörig erhärtet, und es wurde der durch die Senkung frei gewordene Raum mit harten Ziegeln und Cement ausgefüllt. Seither stand der Hammer 2 Jahre in Betrieb, ohne dass eine Bewegung im Fundament eingetreten wäre.

Nach Daelen wurde das Chabattenfundament schon öfters durch einen mit Sand gefüllten Cylinder aus Gusseisen oder Blech hergestellt, welche Einrichtung jedoch die Elastizität der Holzunterlage nicht genügend ersetzt.

Beseitigung des Effektverlustes durch den schädlichen Raum. Den Effektsverlust, welcher dadurch entsteht, dass der Kolben wegen der Dicke des Schmiedestückes seine tiefste Stellung nicht erreicht, sucht man zu vermeiden, indem der Amboss die Form eines Plungers erhält, der in einen mit Wasser gefüllten Cylinder taucht und mittelst eines kleinen Druckwerkes gehoben oder gesenkt werden kann. Mit dieser Einrichtung ist der Hammer von Imray und Copeland versehen; sie eignet sich wohl nur für kleine Fallgewichte.

Bei dem grossen Hammer zu Woolwich lässt sich die Kolbenstange mehr oder weniger tief in den Fallblock einsenken. Man kann also den Kolben je nach der Dicke des Schmiedestückes stellen, so dass er beim Niedergange stets bis nahe an den Cylinderboden gelangt. Dabei kann auch stets der volle Hub eingehalten werden, zu welchem Zweck die Entfernung vom Ambosse bis zur unteren Stopfbüchse gleich sein muss der Summe aus der ganzen Hubhöhe, der Höhe des Fallblockes und der des grössten Schmiedestückes.

Amboss für einen Hornhammer. Fig. 529 und 530 zeigen den Amboss eines zum Schmieden (Verschneiden) von Radreifen (Tyres) dienenden sogenannten Hornhammers nach Daelen's Patent. Der Kern *a*, in der Chabatte *b* befestigt, ist mit einem durch einen Keil angezogenen Bolzen *c* versehen. Der zu schmiedende Ring wird auf den Dorn *c* geschoben und unter beständiger Drehung den Schlägen des Hammers ausgesetzt, wodurch sich derselbe erweitert und nebstdem aussen die für die fernere Verarbeitung geeignete konische Gestalt erhält. Der Ansatz *d* dient zum Flachschmieden der Radreife. Der Hammer hat 3000 Kil. Gewicht und $1{\cdot}4^{m}$ Hub.

Horizontalhämmer.

Diese Benennung bezieht sich auf die Hämmer, bei welchen der Fallblock eine ganz oder nahe horizontale statt der vertikalen Bewegung erhält. Die Doppelhämmer spielen unter denselben eine vorwaltende Rolle.

W. Clay's horizontaler Hammer. Dieser Hammer*) ist bestimmt, die thunlichst fehlerfreie Herstellung von Köpfen, Anläufen oder Kupplungsflantschen an den Enden von Wellen zu ermöglichen. Fig. 538 ist der Längenschnitt, zum Theil die Ansicht dieses Hammers. Um eine solche Verstärkung an einer Welle zu bilden, werden zuerst am Ende derselben Eisenstücke in der beiläufigen Form der Verstärkung herumgelegt, das gebildete Packet erhitzt und unter dem gewöhnlichen Hammer zu der in Fig. 537 ersichtlichen Form geschmiedet, dann die Welle *a*, Fig. 538, den Schlägen des Horizontalhammers, dessen Kern *b* die Kegelform besitzt, so lange ausgesetzt, bis die gewünschte Gestalt erzielt ist.

Der bewegliche Theil des Hammers besteht aus dem runden Block *c*, in welchen der Kern *b* eingesetzt ist, der dicken Kolbenstange *d* und einem im Cylinder *e* spielenden Kolben. Der Block *c* läuft mit zwei Spurrädern auf quadratischen Stangen *f*, welche an beiden Enden rund geformt, einerseits durch den Amboss *g*, anderseits durch Angüsse am Dampfcylinder gesteckt und mit Schraubenmuttern versehen sind, um den Amboss mit dem Cylinder zu verbinden und ihm die gehörige Stabilität zu verleihen. Die Spurräder sind auf den Zapfen ihrer Axen lose aufgeschoben, letztere sind quadratisch und durch entsprechende Oeffnungen im Hammerkopfe gelegt.

Der Cylinder *e* ist mit dem Ambosse *g* auf einem gemeinschaftlichen Fundamentrahmen *k* befestigt. Der Amboss, welchen Fig. 540 von Seite des Cylinders her angesehen und Fig. 539 im Grundrisse darstellen, besteht aus dem die Chabatte vertretenden Theil *g* und dem Kern *l*, welcher letztere eine U förmige Gestalt besitzt und mit Schwalbenschwanz von oben her in den Theil *g* eingelassen, daher leicht auszuwechseln ist. Wie der Kern, besitzt auch die Chabatte eine nach ihrer ganzen Länge fortlaufende unten ausgerundete Vertiefung, in welche die zu bearbeitende Welle gelegt wird; um die Drehung der letzteren zu erleichtern, sind in der genannten Vertiefung drei kleine Walzen, Fig. 538 und 539, eingelegt.

Wegen des grossen Querschnittes der Kolbenstange ist der auf den

*) Polyt. Centralblatt 1869, S. 1365.

Schlag wirksame Dampfdruck beträchtlich grösser als der den Rückgang bewirkende, zu welcher letzteren Bewegung ein verhältnissmässig geringer Kraftaufwand erfordert wird.

Die Steuerung erfolgt mittelst des Zweikolbensystems *m*, Fig. 538; befindet sich dasselbe in der äussersten Stellung rechts, so strömt der frische Dampf in den linksseitigen Cylinderraum, der verbrauchte gelangt von der andern Seite in den Raum zwischen beiden Kolben und von dort in das Abblaserohr *n*. Bei der entgegengesetzten Stellung der Steuerungskolben findet rechts Ein- und links Ausströmung statt. Die Bewegung der Kolben geschieht von Hand mittelst eines Hebels, an dessen Welle sich der Arm *o* befindet, welcher in einen Schlitz der Stange *o q* eingreift.

Um einem Durchschlagen des Cylinderdeckels vorzubeugen, wird beim Rückgange des Hammers nach dem Schlage selbstthätig umgesteuert; es streift nämlich ein am Hammerblock befestigter, stellbarer Drücker *p* gegen eine Rolle an dem Hebel *q*, dessen Welle mittelst eines zweiten Hebels die Bewegung an die Steuerungsstange überträgt.

Für den angestrebten Zweck mag die beschriebene Construktion gut entsprechen, doch ist fraglich, ob dieselbe ungeachtet der kräftigen Verankerung der Einwirkung der Hammerschläge dauernd Widerstand leisten könne.

Doppelhämmer. Die sogenannten Doppelhämmer, eine Erfindung von Ramsbottom, bestehen aus zwei Blöcken, welche von entgegengesetzten Seiten in horizontaler Richtung gegen das zu schmiedende Eisenstück getrieben werden. Der Zweck dieser Einrichtung ist die gleichzeitige Bearbeitung auf den gegenüberstehenden Seiten, wodurch das Ausschmieden besser von Statten geht; nebstdem zeigen die Doppelhämmer den grossen Vortheil, dass sie keines Ambosses bedürfen, daher auch die kostspielige Herstellung einer Chabatte nebst Unterbau entbehrlich machen und keine Erschütterungen des Grundes hervorrufen. Es ist nur eine Unterlage für das Schmiedestück erforderlich, welche sich überdies derart einrichten lässt, dass das Arbeitsstück leicht nach verschiedenen Richtungen bewegt, daher an beliebigen Stellen der Wirkung der Hammerschläge ausgesetzt werden kann. Diese Unterlage besteht aus einem auf Rädern laufenden Karren oder einem vertikal geführten Träger.

Die Bewegung der Blöcke erfolgt durch zwei abgesonderte oder durch einen gemeinschaftlichen Dampfcylinder.

Doppelhammer mit zwei Dampfcylindern von Ramsbottom. Das Prinzip dieser Vorrichtung zeigt Fig. 541. Die Blöcke *a* laufen auf einer Anzahl Rollen und sind direkt mit den Kolbenstangen zweier Dampf-

cylinder c verbunden, welche eine gemeinschaftliche Handsteuerung besitzen, so dass der Dampf stets gleichzeitig in beide Cylinder eintritt. Das Arbeitsstück befindet sich auf einem Karren zwischen beiden Hämmern und kann beliebig verstellt werden.

Statt die Cylinder c zu fixiren, werden auch die Kolben mittelst der Kolbenstangen unveränderlich befestigt, die Cylinder auf Rollen gestellt und mit Hammerkernen verbunden, ähnlich wie es bei dem System Condie der vertikalen Hämmer der Fall ist.

Der blosse Dampfdruck erzielt jedoch nicht sicher genug eine vollkommen gleichzeitige Bewegung beider Blöcke, daher es zweckmässiger ist, die letzteren mit einander zu kuppeln, wobei ein Dampfcylinder zu deren Bewegung ausreicht. Diese Construktion besitzt der im Folgenden beschriebene Doppelhammer, der allerdings wegen des Kupplungsmechanismus leichter eine Beschädigung durch die Stösse erleiden dürfte.

Doppelhammer mit 1 Dampfcylinder von Ramsbottom. Fig. 533 zeigt diesen Hammer im Vertikalschnitte, Fig. 535 im Grundrisse und Fig. 534 ist der Querschnitt. Die beiden Blöcke a laufen auf Rollen und stehen durch Stangen b und eine geradgeführte Traverse T mit der Kolbenstange s des Dampfcylinders d in Verbindung, daher sie bei der Auf- und Niederbewegung des Dampfkolbens gegen das Schmiedestück Q gestossen und von demselben wieder entfernt werden.

Der Dampfzutritt wird durch das Einlassventil e regulirt; die Steuerung erfolgt durch den Röhrenschieber e_1, dessen Gehäuse oben und unten mit Oeffnungen versehen ist, welche in ringförmige Kanäle münden; letztere communiziren mit den beiden Cylinderenden. Bei der gezeichneten Stellung gelangt der frische Dampf durch den oberen Ringkanal ober den Kolben, der verbrauchte entweicht durch den unteren Ringkanal in das Abblaserohr; bei tiefster Schieberstellung erfolgt die Dampfvertheilung umgekehrt.

Zur Bewegung des Einlassventiles e und des Schiebers e_1 dienen die Hebel l und l_1; die Wellen dieser Hebel sind einerseits an der Gussplatte p, welche an dem Balken u und am Schieberkasten befestigt ist, gelagert, anderseits durch die Mauer der Fundamentgrube bis M, Fig. 535, verlängert, wo sie vom Maschinenwärter mittelst zweier Handhebel gedreht werden können. Ein an der Dampfkolbenstange befestigter Mitnehmer bewegt den verlängerten Hebel l_1 aufwärts, falls die Umsteuerung nicht rechtzeitig stattfand.

Die Führung der Traverse T erfolgt durch flache Schienen, welche unten am Dampfcylinder, oben an einer Platte angeschraubt sind, die auf den Balken $u\,u$ ruht. Zur Verbindung der Stangen b mit den Blöcken sind durch letztere Stäbe von quadratischem Querschnitt gesteckt, welche

zur Verminderung der Stösse eine Umhüllung von Tuch oder in Fett getränktem Leder erhalten. Die Endzapfen dieser Stäbe besitzen verschiedene Längen, weil die Stangen *b* an den Zapfen der Traverse *T*, Fig. 534, neben einander aufgeschoben sind.

Die Blöcke *a* laufen mit Rädern *r* auf Geleisen, welche durch Schienenstühle auf hölzernen Schwellen befestigt sind; die Hammerkerne *m* erhalten eine der auszuführenden Arbeit entsprechende Form.

Noch sind besondere Apparate zum Drehen, dann zum Heben und Senken des Schmiedestückes angebracht. Das letztere ruht in einer Büchse *i* und diese auf 4 Rollen *v* mit vertikalen Axen und kantigem Aussenrande, welcher in eine in der Büchse eingedrehte Nuth greift. Die Rollenaxen sind auf dem Rahmen *h* befestigt, welcher an den Führungsplatten *z*, Fig. 535, auf- und niedergleiten kann. Der Rahmen *h* wird durch zwei Stützen und zwei mit Gegengewichten versehene Hebel *q*, Fig. 533, getragen, deren Axe in den Lagern q_1 ruht, einerseits verlängert ist und durch einen Handhebel *x*, Fig. 535, gedreht werden kann, was die gewünschte Hebung oder Senkung des Schmiedestückes zur Folge hat.

Zur Drehung des letzteren dient das Handrad *j*, Fig. 535, welches durch Hebel und Stangen mit der vertikalen Axe *y* in Verbindung steht; an dieser ist oben wieder ein Hebel und an letzterem eine gekrümmte, mit der Büchse *i* drehbar verbundene Zugstange befestigt. Man kann daher mittelst des Handrades das Schmiedestück bis um 90° vor- oder zurückwenden und in beliebiger Stellung der Wirkung der Hammerschläge aussetzen. Damit diese Drehung bei verschiedenen Höhenstellungen desselben möglich sei, ist die Axe *y* mittelst Keil in einer Nuth in der Nabe des Hebels t_1, Fig. 533 und 535, verschiebbar, welche Nabe nach unten verlängert und mit einer Schraubenmutter versehen ist. Die Axe *y* läuft oben in einem Angusse des Rahmens *h* und wird mit letzterem gehoben und gesenkt; die erwähnte Schraubenmutter verhindert, dass beim Heben oder Senken von *y* der Hebel t_1 durch Reibung mitgenommen werde.

Pendelhammer von Thal. Ein anderes Prinzip ist bei dem Pendelhammer von Thal in Petersburg projektirt; die Blöcke sollen, statt auf Rädern zu laufen, aufgehängt werden. Die Skizze Fig. 536*) zeigt die betreffende Construktion. Die beiden Hammerblöcke *a* sind unveränderlich mit den oben drehbaren Hängestangen *b*, sodann durch die Stangen *c* mit den zweiarmigen Hebeln *e* verbunden, welche durch die Dampfcylinder *d* in hin- und hergehende Bewegung versetzt werden.

*) Freiberger berg- u. hüttenm. Zeitung 1870, 24. Bd., S. 308.

Die Kupplung der beiden Hämmer erfolgt durch die Stangen *f* und das an einer Vertikalführung bewegliche Gleitstück *g*. Die oberen Endpunkte der Hängestangen *b* sind wegen verschiedener Dicke der Schmiedestücke horizontal verschiebbar. Zwischen den Zugstangen *c* und den Hebeln *e* sind zur Beseitigung der Stösse starke Federn eingeschaltet. Bei leichteren Hämmern soll die Kupplung ober dem Gerüst angebracht, und letzteres behufs Bearbeitung von Luppen oder Packeten mittelst Rädern auf Schienen verschiebbar gemacht werden, um den Transport dieser Stücke von den Oefen bis zum Hammer zu ersparen.

Bei der beschriebenen Einrichtung dürften nun allerdings die Reibungen geringer ausfallen als bei Ramsbottom's Doppelhammer, doch ist dieselbe complizirter und wegen der Federn nicht wie beabsichtigt, für beliebig starke, sondern im Gegentheil nur für verhältnissmässig schwache Hämmer geeignet. Die Hängestangen *b* sind im Moment des Schlages wegen ihrer erlangten lebendigen Kraft auf Bruch oder Biegung in Anspruch genommen, sowie die Helme bei Stielhämmern.

Literatur.

Die bemerkenswerthe Literatur der Dampfhämmer ist grösstentheils in Zeitschriften zerstreut. Mehrere gute Detailzeichnungen sind unter den Zeichnungen der „Hütte", in Wiebe's Skizzenbuch, Heft 28, 53, 70 und 79, dann in der Zusammenstellung von Dampfhämmern, herausgegeben von Killer, Riedler und Seeberg, Graz 1871, enthalten. Regeln für die Ausführung gibt das Taschenbuch des Vereins „die Hütte", nach Grashof, und Stühlen's Ingenieurkalender.

Die älteren Nasmyth'schen Hämmer sind im Supplement zu Valerius' Eisenhüttenkunde, deutsch von Hartmann, beschrieben, desgleichen in Hartmann's berg- u. hütt. Zeitung 1846, 5. Bd., S. 1; s. auch Dingler's polyt. Journal, 88. Bd., S. 101, dann 94. Bd., S. 9. Einen Dampfhammer von Cavé, dann einen solchen von Petin & Gaudet mit drehbarem Gerüst, s. Armengaud, Publication industrielle, 1846, 6. Bd., S. 357, danach in Hartmann's berg- u. hütt. Zeitung 1849, 8. Bd., S. 161. Dampfhammer mit dicker Kolbenstange von Giraud-Milloz, ebendas. 1852, 11. Bd., S. 452. In Dingler's polyt. Journal siehe: Dampfhammer von Brown, ähnlich dem Condie'schen, nur dass der Dampf von der Seite her in den Cylinder geführt wird, Bd. 131, S. 6; Dampfhammer von Bramwell, 131. Bd., S. 84; Nasmyth's Dampfh. mit Wilson's Hahn, Bd. 139, S. 342; Verbesserungen am Dampfh. von Pearce, 142. Bd., S. 247; Dampfh. mit mehreren Cylindern von Harvey, Bd. 144, S. 84; Verbess an Dampfh. von Eastwood, Bd. 148, S. 337;

Farcot's Dampfh., Bd. 152, S. 403. Dampfh. mit einer durch Elektromagnete bewegten Ventilsteuerung von Kesseler, Bd. 154, S. 1.

Berechnung der Daelen-Hämmer v. Knop, Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1860, S. 110; über Hubgeschwindigkeit der Dampfhämmer v. Schliphake, Civilingenieur, 3. Bd., S. 151; über die Pressung des Erdbodens unter dem Ambosse v. Grashof, Zeitschr. des Vereins deutscher Ing., 10. Bd., S. 45.

Rigby's Dampfhammer, Polyt. Centralblatt 1855, Nr. 2. Vergleich zwischen den Maschinen zur Bearbeitung der Luppen v. Jullien, Bull. de la société de l'industrie minérale, 1. Bd., S. 215. Mehrere der neueren Dampfhammer-Anordnungen sind beschrieben und kritisirt von Pérard, Revue universelle, 3. Bd., S. 112. Dampfh. v. Árbel zur Anfertigung schmiedeeiserner Radreife, Bull. de la société de l'industrie minérale, 4. Bd., S. 546. Putman's Projekt zur Combination von 4 Hämmern, um das Eisenstück gleichzeitig auf 4 Seiten zu bearbeiten, s. Hartmann, „Fortschritte etc." 1858, S. 362. Ueber die in England gebräuchlichen Dampfh., Zeitschrift für das preussische Berg-, Hütten- und Salinenwesen, 1861, 9. Bd., S. 288; Vergleich verschiedener Systeme, Ann. des mines, 6. Reihe, 1. Bd., S. 142. Verbindung der Kolbenstange mit dem Fallblocke, Zeitschr. des Vereins deutscher Ing. 1863, S. 525. Mehrere gute Skizzen und Beschreibungen von Bollinger über Hämmer auf der Londoner Industrie-Ausstellung enthält der Civilingenieur, 9. Bd., S. 267.

Hammer von Nillus, Polyt. Centralblatt 1865, S. 1112. Vaughan's Dampfhammer s. ebendas. 1866, S. 653. Emmet's Dampfh., Polyt. Centralblatt 1866, S. 1244. Guss der Chabatte des grossen Neuberger Hammers v. Schmidhammer „Erfahrungen" 1867, Beschreibung des Hammers selbst „Erfahrungen" 1868.

Revollier's Dampfhammer, Armengaud's Genie industriel, Februar 1867, S. 69; über Fundamente v. Daelen, Zeitschr. deutscher Ing. 1867, S. 355; Bemerkungen über die Fundirung, von Trappen, Berggeist 1866, Nr. 92, werden widerlegt von Helmholtz ebendaselbst Nr. 96; über Dampfhämmer in England, Preuss. Zeitschrift 1866, 14. Bd., S. 330; theoretische Betrachtungen über Dampfhämmer (ohne Rücksicht auf die Schnellhöhe) von Engel, Zeitschr. des Oesterr. Ing.-Vereins 1867, S. 211; Kritik darüber von Widmann ebendas. 1868, S. 150; Bestandtheile aus Bessemerstahl, Uhland's Maschinen-Construkteur 1868, 1. Jahrg., S. 150; Notiz über Fundirung, Zeitschr. deutscher Ing. 1868, 12. Bd., S. 285; Bemerkungen über Dampfhämmer v. Stühlen, Zeitschr. deutscher Ing. 1868, 12. Bd., S. 789; Befestigung der Kolbenstange am Fallblock v. Veit, Uhland's Maschinen-Construkteur 1869, 2. Jahrg., S. 148; Zeichnung eines Daelen-Hammers ebendas., S. 114; über Dampfhämmer, Zeitschr. deutscher Ing. 1870, 14. Bd., S. 94; Barran's Steuerung für Schnellhämmer, Dingler's polyt. Journal 1871, 199. Bd., S. 350; Dampfhammer mit Drehscheibe, Uhland's Maschinen-Construkteur 1872, 5. Jahrg., S. 113; Hauptdimensionen der Naylor'schen Dampfhämmer ebendas., S. 174; Joy's Dampfhammer mit Dampfvertheilung durch die Kolbenstange, American Journal of Mining 1869, 7. Bd., Nr. 1; Thielmann's vorgeschlagener Dampfhammer ohne äussere Steuerung, Uhland's Maschinen-Construkteur 1873, 6. Jahrg., S. 214; über Schnellhämmer v. Ache, Zeitschr. deutscher Ing. 1873, 17. Bd., S. 483; Notiz über einen grossen Dampfhammer, Polyt. Centralblatt 1873, S. 624; über eine 12000 Ztr. schwere Chabatte v. Jossa, berg- u. hütt. Zeitg. 1874, 33. Jahrg. S. 2; Naylor's Dampfhammer, Uhland's Maschinen-Construkteur 1874, 7. Jahrg., S. 129; Massey's Dampfhammer, Dingler's polyt. Journal 1874, 213. Bd., S. 286; Dampfhammer in Woolwich, Engineering, deutsche Ausgabe, 1874, S. 244;

Hammer von 50 Tonnen auf den Alexandrowski'schen Stahlwerken, ebendas. S. 323; über Dampfhämmer von Sellers, Dingler's polyt. Journal 1875, 215. Bd., S. 101; Dampfhammer von Wetter a. d. Ruhr, ein doppeltwirkender und ein Hammer von Schulz und Göbel, Polyt. Centralblatt 1873, S. 1322 bis 1324; Naylor'scher Hammer, ebendas. S. 1447; Brinkmann'scher Schnellhammer, ebendas. S. 1387; Guss eines grossen Ambosses, ebendas. S. 1242; Dampfhammer zu Perm, beschrieben v. Kellerbauer, ebendas. S. 1132; verbesserte Kolbenstange v. Dieterich, Uhland's Maschinen-Construkteur 1875, 8. Jahrg., 9. Heft.

Ueber Doppelhämmer, Zeitschr. deutscher Ing., 10. Bd., S. 185 und 463; über Ramsbottom's Doppelhammer, Annales des mines 1868, 6. Reihe, 12. Bd., S. 250 und 316, dann Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868, 14. Bd., S. 98; über Thal's Doppelhammer v. Zeman, Dingler's polyt. Journal 1872, 205. Bd., S. 501.

D. Luppenpressen und Luppenmühlen.

Diese Apparate haben den Zweck, die stossweise Wirkung der Hämmer durch einen Druck zu ersetzen; bei den Luppenmühlen erhält das zu bearbeitende Eisenstück, während es dem Druck ausgesetzt ist, zugleich eine drehende Bewegung. In England besonders standen derlei Maschinen, namentlich Luppenpressen (Luppenquetschen, Quetschwerke, squeezers), ziemlich viel im Gebrauch; gegenwärtig werden sie wegen der unten angeführten Nachtheile nur wenig mehr benützt.

Luppenpressen.

Prinzip. Dem Prinzipe nach bestehen die Luppenpressen aus einem Hebel *a c*, Fig. 557, welcher mittelst Kurbel und Schubstange *s* eine um die Axe *c* schwingende Bewegung erhält. Die Luppe wird auf die Platte *p*, welche man Amboss nennen kann, gebracht, und von dem mit der Pressplatte *q* armirten Hebelarme *a c* gezängt.

Gewöhnlich sind die Pressen mit zweiarmigem Hebel ausgeführt. In diesem Falle ist nach Fig. 556 am Ende des einen Hebelarmes die von der Kurbel betriebene Schubstange, am anderen Hebelarme die Pressplatte befestigt. Wird eine grössere Leistung benöthigt, so können an beiden Armen Pressplatten angebracht, mithin die Presse doppeltwirkend gemacht werden.

Anordnung. Ist die Mittelstellung des Hebelarmes b, Fig. 556, an welchem die Zugstange angreift, horizontal, so muss die Kurbelwelle über oder unter b nach o oder o_1 verlegt werden, mithin die Zugstange die Lage s oder s_1 annehmen. Die obere Stellung der Kurbelwelle wäre insofern besser, als die Zugstange während des Pressens der Luppe auf Zug, bei der anderen Anordnung auf Druck beansprucht ist. Hingegen erschwert die höhere Stellung der Kurbelwelle deren solide Fundirung. Beide Anordnungen werden unbequem, wenn der Betrieb durch eine nahe der Sohle liegende, z. B. durch die Welle einer Walzenstrasse erfolgen soll. Sei o_2 die Betriebswelle, so kann abgeholfen werden, indem man dem Hebel b die geänderte Lage b_2 oder b_3 gibt, wobei die Kurbel nach k_2 oder k_3 kommt. Von beiden Stellungen ist wieder die untere vorzuziehen, weil die Stange s_2 dabei auf Zug beansprucht wird. Die letztere Rücksicht verschwindet für doppeltwirkende Quetschen, bei welchen die Stange stets abwechselnd einen Zug und einen Druck auszuüben hat.

Je länger in Fig. 556 der Hebelarm b, desto kleiner wird die Spannung der Zugstange und der Druck auf ihre Zapfen, sowie auf die Drehungszapfen c; aus diesen Ursachen ist ein langer Hebelarm b vortheilhaft, nur muss auch die Kurbel entsprechend verlängert werden. Beim einarmigen Hebel $a\,c$, Fig. 557, wird bei wachsender Länge $a\,c$ die Spannung der Zugstange kleiner, der Druck auf den Zapfen c grösser, bleibt jedoch stets geringer als in Fig. 556.

Dimensionen. Die Pressplatte q, Fig. 556, erhält 1 bis $1{\cdot}1^m$ Länge und ungefähr $0{\cdot}5^m$ Breite; das äussere Ende derselben ist bei $1{\cdot}3^m$, der Angriffspunkt der Zugstange $1{\cdot}6$ bis $2{\cdot}2^m$ vom Drehpunkte c entfernt. Der Hub des äusseren Endes der Pressplatte ist $0{\cdot}25$ bis $0{\cdot}3^m$.

Die grösste Zahl Hube pr. Minute beträgt 60 bis 100, die Betriebskraft 10 bis 12 Pferdekräfte, und der Apparat bedient 12 bis 16 Puddelöfen. Die sonstigen Dimensionen sind aus den folgenden Beschreibungen und zugehörigen Zeichnungen zu entnehmen.

Einfachwirkende Presse mit einarmigem Hebel. Eine solche Presse ist in Fig. 551 skizzirt.*) Der Presshebel, welcher von der Kurbel $k\,o$ und Schubstange $k\,a$ bewegt wird, hat die Form eines Dreieckes $a\,c\,d$; die Arme $a\,c$ und $a\,d$ haben beziehungsweise 280 und 220 Quadratcent. Querschnitt; der Arm $c\,d$ ist 24 Cent. breit und 13 Cent. dick. Die 1^m lange und 40 Cent. breite, 8 Cent. dicke Pressplatte q ist mit Arbeitsleisten angelegt und durch Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt. Der Drehzapfen bei a, wo der Arm $a\,c$ gegabelt ist, hat 13 Cent. Durch-

*) Truran, das britische Eisenhüttengewerbe, deutsch v. Hartmann, S. 330.

messer, die Zapfen, welche sich an den Enden der 40 Cent. langen Drehungsaxe *c* befinden, sind ebenfalls 13 Cent. stark, die Kurbel *o k* 16 Cent. lang.

Einfachwirkende Pressen mit zweiarmigen Hebeln. Bei der Presse Fig. 560*) wird die Bewegung von der Vorgelegewelle durch die Zugstange *s* und den Winkelhebel *d o k*, dann durch die Stange *k b* auf den Quetschhebel *b c a* übertragen. Dieser besteht aus einer 8 Cent. starken Platte, oben mit einer ebenso dicken Rippe versehen, von welcher in *a c* wieder Querrippen herablaufen. Die Breite des Armes *a c* beträgt 53 Cent., die des Armes *c b* nimmt gegen den Endpunkt *b*, wo sich eine Gabel zur Befestigung der Stange *k* befindet, ab. Die 53 Cent. breite, 8 Cent. dicke Pressplatte *q* ist wie früher befestigt und mit Zähnen versehen, um das Abgleiten der Luppe zu verhindern. Der Hebel *o d* ist am Ende mit mehreren Zapfenlöchern versehen, um den Hub der Presse ändern zu können. Die Umsetzung mit Winkelhebel wäre, wenn es die Lokalverhältnisse zulassen, besser zu vermeiden.

Nach Fig. 552**) erfolgt die Bewegung des ähnlich wie früher construirten Presshebels *a c b*, welchen Fig. 555 in der Oberansicht zeigt, durch ein auf der Welle *o* befestigtes Exzenter *e*. Es ist dies unstreitig eine einfache und zweckmässige Methode, den Hebel durch eine nahe der Hüttensohle liegende Welle zu bewegen, da Kurbel und Schubstange nebst Zapfen, welche letzteren Bestandtheile immer stark beansprucht werden, dabei vermieden sind, wenn auch die Reibung etwas grösser ausfallen mag. Für den Angriff des Exzenters ist eine auswechselbare Platte am Hebelarme *b c* befestigt; *p* ist der Amboss; *n n*, Fig. 555, sind Schraubenlöcher zur Befestigung der Pressplatte, zu welchen Rippen herablaufen, die in Fig. 552 weggelassen sind.

Allarton's Luppenpresse. Ist die zu bearbeitende Luppe erkaltet und daher zu hart geworden, so kann die Presse brechen. Dieser Gefahr begegnet Allarton***) durch die in Fig. 558 skizzirte Einrichtung. Der Amboss *q* und die Lager des Presshebels *a c b* sind dabei auf der starken, um *n* drehbaren, durch Gewichte *g* beschwerten Platte *r* gelagert. Ist nun der Widerstand gegen das Pressen grösser als der normale, so wird durch den am Hebelende *b* wirkenden Zug die Platte *r* sammt allen darauf befindlichen Theilen um *n* gedreht, ohne dass ein Bruch erfolgt.

---

*) Valerius, Stabeisenfabrikation, deutsch von Hartmann, S. 283.

**) Zeichnungen der Hütte 1859, Taf. 13.

***) Dingler's polyt. Journal, 87. Bd., S. 22.

Doppeltwirkende Pressen. Eine doppeltwirkende Presse zeigt Fig. 548*); Fig. 553 und 554 sind Schnitte des Presshebels nach *m n* und durch die Drehungsaxe, Fig. 549 die Seitenansicht des Hebelendes *b*. Der Pressebel *a c b* besteht wieder aus einer Platte, welche durch eine vertikale Rippe verstärkt ist; *q* sind die Pressplatten, *p* die Ambosse, welche mit den Lagern der Drehungsaxe *c* und der Kurbelwelle *o* auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte *f* befestigt sind. Der Hebelarm *c b* ist am freien Ende aufgebogen, um eine längere Zugstange *b k* zu erhalten.

Pressen mit besonderer Dampfmaschine. Man findet auch Pressen, welche durch besondere Dampfmaschinen betrieben werden. So stand 1855 zu Hörde die Luppenpresse Fig. 550 im Betrieb, deren Hebel *a c b* von einer Dampfmaschine *d* bewegt wird; das Hebelende *b* ist durch die Schubstange *b k* und die Kurbel *k o* mit der Welle *o* des Schwungrades *s* verbunden. Die Bewegung ist dabei gleichförmiger als bei der in Fig. 559 dargestellten Presse ohne Schwungrad.**) Der Dampfcylinder *d* dieser Presse ist einfachwirkend und oben offen. Strömt unter den Kolben Dampf ein, so wird der Hebelarm *b c* gehoben und die Luppe gepresst; strömt der Dampf ab, so geht der Arm *b c* durch sein Eigengewicht nieder, da der Schwerpunkt des ganzen Hebels zwischen *b* und *c* liegt. Die Steuerung erfolgt durch den Schieber *s* und den Handhebel *h*; der Niedergang des Hebelarmes *b c* wird durch einen mit Hanf umwickelten Holzblock begrenzt.

Wasserkühlung. Der Presshebel und der Amboss leiden stark durch die Hitze. Dagegen wird geholfen, wenn man in diese Theile schlangenförmige Schmiedeeisenröhren eingiesst, durch welche während des Betriebes Wasser geleitet wird. Die Zu- und Abführung des Wassers kann in der Nähe des Drehungspunktes des Hebels, wo die Oszillation gering ist, mittelst biegsamer Röhren erfolgen.

Vor- und Nachtheile der Luppenpressen. Die Luppenpresse bietet gegen einen Hammer manche Vortheile; sie ist frei von den Stössen, welche die ganze Umgebung des letzteren erschüttern und einen kostspieligen Unterbau erfordern; die Anlags- und Unterhaltungskosten sind geringer, die Produktion eine grössere. Die Luppen werden meist von den Puddlern selbst zur Presse gebracht und gezängt, daher ist kein besonderer Maschinenwärter nothwendig; die Arbeit geht ohne Geräusch und ohne Gefahr für die Arbeiter von Statten. Hingegen

*) Truran, das britische Eisenhüttengewerbe, deutsch von Hartmann, S. 329.
**) Polyt. Centralblatt 1846, 5. Heft.

wird die Schlacke weniger gut ausgepresst und das erzeugte Eisen für die meisten Zwecke minder brauchbar als das unter Hämmern bearbeitete.

Luppenmühlen.

Noch seltener als die Pressen sind die Luppenmühlen zum Zängen der gewöhnlichen Puddelluppen in Anwendung. Der arbeitende Theil hat bei denselben die Form einer Walze, deren Axe vertikal oder horizontal ist.

Burden's Luppenmühle. Diese Mühle, bei welcher die Axe vertikal steht, zeigen Fig. 561 und 562*) im Vertikal- und Horizontalschnitte. Sie besteht aus der hohlen, aussen mit scharfen Zähnen versehenen Walze *w*, welche an der vertikalen Welle *o* befestigt ist und durch das Kegelrad *s* ihre Bewegung in der Richtung des Pfeiles erhält. Die Walze *w* ist von der exzentrisch gestellten, an der Innenseite ebenfalls gezahnten Wand *r* umschlossen, welche an fünf Säulen *s* befestigt ist; von diesen Säulen laufen Bögen zum oberen Lager der Walzenwelle. Der Raum zwischen der Wand *r* und der Walze *w*, dessen Breite von *a* bis *b* abnimmt, wird von der Scheibe *n* überdeckt, welche sich an der Welle *o* verschieben und feststellen lässt. Die Luppe wird bei *a*, Fig. 562, in den Apparat gebracht, von der gezahnten Walze *w* mitgenommen und bis *b* geführt. Ihr Querschnitt wird dabei allmälig verkleinert, die Schlacke ausgepresst, auch werden die Enden gestaucht, welche auf den horizontalen Rändern der Walze *w* und der oberen Platte *n* gleiten.

Luppenmühle mit horizontaler Axe. Eine solche Mühle ist durch Fig. 565 und 566 dargestellt**). Darin sind *w* die Walze, *r* die exzentrische Wand, beide gezahnt; die Wand *r* ist zwischen zwei Ständern *s* befestigt, welche zugleich die Zapfenlager der Walze *w* enthalten und an der Grundplatte *p* verkeilt sind. Die Luppe wird bei *a* aufgegeben und verlässt bei *b* die Maschine.

Vor- und Nachtheile der Luppenmühlen. Als Vortheil dieser Apparate wird hervorgehoben, dass der Abfall, den die Luppe sonst erleidet, vermieden ist, und dass dieselbe stark zusammengedrückt, daher die Schlacke gut ausgepresst wird. Auch ist die Luppe einem fortwährenden, statt wie bei Pressen einem intermittirenden Drucke ausgesetzt, welcher besonders für Eisen von schlechterer Beschaffenheit

*) Dingler's polyt. Journal, 89. Bd., S. 190.
**) Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd., S. 263.

nachtheilig sein soll, endlich ist die Arbeitszeit gering. Hingegen lassen sich blos Luppen von bestimmter Grösse auf diese Weise auswalzen; zu grosse bleiben stecken und veranlassen Brüche, zu kleine können gar nicht durchgebracht werden; die Stauchung ist unvollständig, der Apparat wegen der vielen appretirten Theile kostspielig und nicht dauerhaft. Daher entsprechen die beschriebenen Mühlen weniger als die Pressen.

Brown's Luppenmühle. Von den erwähnten abweichend und complizirter ist die Construktion der Luppenmühle von Brown*), Fig. 563 und 564. Dieselbe besteht aus drei Walzen *a b c*, welche, wie die Pfeile andeuten, in demselben Sinne rotiren. An den Enden der Walze *b* sind zwei Scheiben *d* von grösserem Durchmesser angegossen, zwischen welche die Walzen *a c* eingreifen, so dass eine gegenseitige Verschiebung parallel zur Axe nicht möglich ist. Die Luppe wird zwischen zweien von den Walzen aufgegeben, durch Berührung mit denselben in Rotation um ihre eigene Axe versetzt und zugleich gezängt, da der Raum in Mitte der drei Walzen bei deren fortschreitender Drehung immer enger wird. Nach $^4/_5$ Umdrehung der Walzen, welche Stellung Fig. 563 zeigt, ist das Zängen beendet und die Luppe fällt zwischen *b* und *c* herab; nach weiterer $^1/_5$ Umdrehung kann eine neue aufgegeben werden.

Um die Luppen zu stauchen, wird von der untersten Walzenwelle *b* mittelst exzentrischen Zapfens *z*, Fig. 564, und Schubstange *s* der Winkelhebel *f e* in oszillirende Bewegung versetzt. Die Luppe, welche von den Walzen auf die Unterlagsplatte des Apparates herabgefallen ist, ist, wird daher zwischen dem Hebelarme *e* und dem festen Blocke *g* gestaucht.

Die Lager der Walzenzapfen befinden sich in den Ständern *h*. Durch die Schrauben *i* lässt sich die Höhe reguliren, bis zu welcher die Lager der Walze *a*, mithin diese selbst beim Durchgange der Luppe gehoben werden können. Zur Sicherung gegen Brüche sind auch die Lager der Walze *c* verschiebbar, und zwar horizontal. Dieselben stemmen sich gegen die Schrauben *i* mit steilen Gewinden, deren Muttern am Ständer fest sind. An den Enden dieser Schrauben befinden sich Getriebe *k*, welche mit dem breiteren Zahnrade *l* in Eingriff stehen; an der Welle von *l* ist ein Hebel mit Gewicht *m* aufgekeilt. Kommt eine zu dicke Luppe zwischen die Walzen, so werden die Schrauben *i* etwas zurückgedrückt, die Räder *k l* drehen sich und das Gewicht *m* wird gehoben; dieses Gewicht führt das Ganze wieder in die normale Stellung zurück, sobald die Luppe durch die Walzen gegangen ist.

*) Annales des mines, 6. Reihe, 1. Bd., S. 197.

Robertson's Luppenmühle. Diesen Apparat zeigen die Skizzen Fig. 567 in der Vorderansicht, Fig. 568 in der Seitenansicht und Fig. 569 im Grundrisse.*) Er besteht aus zwei conischen cannelirten Walzen *a*, welche nur an dem schmäleren Ende, wo die gewalzte Luppe austritt, glatte Oberfläche besitzen, und einer cylindrischen frei beweglichen Unterlagswalze *b*. Die Walzen *a* werden in gleicher Richtung gedreht, die Luppe nächst des grossen Durchmessers derselben aufgelegt. Dieselbe erhält eine rotirende Bewegung; da wegen der von der Horizontalen abweichenden Lage der Walzen der Druck derselben gegen die Luppe in geneigter Richtung (einerseits auf- und anderseits abwärts) wirkt, wird dieselbe gegen die Seite *d*, Fig. 569, gedrängt, wo der Abstand der Walzen kleiner ist, und sie tritt hier in Cylinderform aus.

Luppenmühlen zu rotirenden Puddelöfen. Der rotirende Puddelofen von Danks liefert Luppen von 300 Kil. Gewicht, deren Bearbeitung einen Hammer von grossen Dimensionen erfordern würde. Man verwendet daher zu diesem Zwecke, mit angeblich gutem Erfolge, die von Danks verbesserte Winslow'sche Luppenmühle, Fig. 547.**) Diese besteht aus zwei cannelirten, in gleichem Sinne rotirenden Cylindern *a* von $0{\cdot}40^m$ Durchmesser und $1{\cdot}2^m$ Länge, und einer unrunden Walze *b*, welche dieselbe Umfangsgeschwindigkeit wie die Cylinder *a* erhält. Die Luppe wird auf die letzteren aufgelegt und während des Ganges der Maschine zugleich durch Schläge eines Horizontalhammers, dessen Bahn *c* die punktirt angedeutete Form besitzt, gestaucht. Die Cylinder *a* verrichten 15 bis 20 Umgänge pr. Minute; nach 2 Umgängen der Walze *b* wird die Luppe herausgenommen und nach neuerlicher Erhitzung dem Walzwerke übergeben.

Crampton gibt dagegen zur Bearbeitung der aus seinem rotirenden Puddelofen erhaltenen Luppen dem Dampfhammer den Vorzug, weil dieser die Schlacke besser auspresst.***)

---

*) Dingler's polyt. Journal 1873, 207. Bd., S. 128.

**) Annales des mines 1872, 7. Reihe, 2. Bd., S. 215.

***) Revue universelle 1875, 37. Bd, 1. Heft, S. 9.

Literatur.

In Truran, „das britische Eisenhüttengewerbe“, sind praktische Bemerkungen über die Luppenpressen und Luppenmühlen enthalten, gegen welche letztere sich der Verf. wie die meisten übrigen Schriftsteller ausspricht.

Eine Maschine zum Zängen der Luppen ist beschrieben in Dingler's polyt. Journal, 94. Bd., S. 355. Ueber Luppenquetschen s. auch Zeitschr. für das preuss. B.- H.- u. Salinenwesen, 1861, 9. Band, S. 287, desgleichen Bulletin de la soc. de l'ind. minérale, 1. Bd., S. 215. Ueber die Apparate zum Zängen der Luppen von Jullien, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1856, 1. Bd., S. 215; von Guillemin, ebendas., 2. Bd., S. 342. Eine hydraulische Presse, welche die Luppe mittelst eines Stempels in einer Form presst, welche Fugen besitzt, damit die Schlacke entweichen kann, s. Polyt. Centralblatt 1869, S. 1488. Ueber das Luppendrücken mittelst des Dampfhammers, ohne Schläge, berg- u. hütt. Zeitg. 1872, 31. Jahrg., S. 418; die Luppenmühle zu Danks' Pudellofen s. Journal of the Iron and Steel Institute 1871, 2. Bd., Nr. 4; berg- u. hütt. Zeitg. 1872, Nr. 15, Dingler's polyt. Journal 1872, 203. Bd., S. 281 und 204. Bd., S. 281. Die Luppenmühle von Robson, Coley und Price, zu einem Danks'schen Puddelofen gehörig, enthält eine Vorrichtung mit Messern, welche die Luppe nach dem Zängen in Theile zerschneiden, Polyt. Centralblatt 1874, 15. Heft, S. 950.

IV. Walzwerke.

Die Walzwerke werden bei der Fabrikation im Grossen benützt, um gefrischtes Eisen zu strecken, Stäbe und Bleche von gegebenem Querschnitte herzustellen. Sie bieten gegen Hämmer den Vortheil einer weit rascheren Arbeit und grösseren Formänderung des Eisens mit Einer Hitze. Der Arbeitsprozess besteht darin, dass das glühende Eisenstück zwischen zwei durch eine Kraftmaschine entgegengesetzt gedrehten Walzen mehrmals durchzogen und dabei sein Querschnitt so lange geändert und verkleinert wird, bis die gewünschte Form erzielt ist.

Allgemeine Einrichtung. Die Haupttheile eines Walzwerkes stellt die Skizze Fig. 579 dar. Darin bedeuten *a* die von einer Kraftmaschine in Umdrehung versetzte Betriebswelle; *S* das Schwungrad; *l* zwei Lager, in welchen die Welle *a* ruht; *k* eine Klauenkupplung; *r* ein Lager; *b* eine Kupplungswelle mit dem Kupplungsmuff *c*; *s* zwei in Eingriff stehende Getriebe, Krauseln, welche die Bewegung von der unteren auf die obere Walzenwelle übertragen; *t t* die Krauselständer, mit Lagern versehen, worin die zwei Krauselzapfen ruhen; *m m* die Kupplungsmuffe und *o o* die Kupplungswellen, welche zur Verbindung der Krauseln mit den Zapfen des ersten Paares Walzen *w* dienen. Die Walzenzapfen laufen wieder in Lagern, welche in den Walzenständern *s* angebracht sind; die Ständer, welche zu einem Walzenpaar gehören, sind durch Schraubenbolzen zu einem Ganzen verbunden, welches den Namen Walzgerüst führt. Hierauf folgen wieder neue Kupplungsmuffe *m*, Kupplungswellen *o*, Walzen *w* mit Ständern u. s. w. Die ganze bisher beschriebene Einrichtung, von der Kupplung *k* angefangen, führt den Namen Walzenstrasse oder Walzentrain, und enthält nach Umständen ein oder mehrere Walzgerüste.

Arten der Walzwerke. Man unterscheidet Luppenwalzwerke, welche zur ersten Bearbeitung der unter Hämmern oder Quetschen gezängten Luppen dienen; Grobeisen- und Feineisenwalzwerke, wovon erstere theils fertige Waare, theils Zwischenprodukte von grösserem, letztere von kleinem Querschnitte erzeugen. Mittelstrecken liefern Stäbe, deren Querschnitt zwischen dem der beiden vorigen liegt. Die Walzstücke werden meistens zuerst durch Streck- oder Vorbereitungs-, dann durch Schlicht- oder Vollendwalzen bearbeitet. Mitunter kommen dazu noch Polirwalzen, welche eine cylindrische Oberfläche besitzen und die Flächen der Stäbe glätten. Für ganz dünne flache Stäbe (Bandeisen) benützt man ebenfalls glatte Walzen, bei welchen nur durch successive Annäherung während des Walzens das Ausstrecken des Bandeisens erzielt wird. Das Gleiche gilt von den Blech- und Plattenwalzwerken. Nebstdem werden Winkeleisen, T und I förmiges u. s. w. (Façon-) Eisen, Draht, dann Eisenbahnschienen u. s. w. mit Walzwerken erzeugt.

Die Walzarbeit. Die Walzen bilden das Werkzeug, welches unmittelbar auf den zu verändernden Körper, d. i. auf das Eisen einwirkt. Die Oberfläche derselben ist mit ringsum laufenden Furchen versehen, welche entweder schon beim Gusse oder beim nachherigen Abdrehen hergestellt werden. Liegen dann, wie in Fig. 577, zwei zusammengehörige Walzen *o u* auf einander, so ergeben sich die mit 1 2 . . bezeichneten Zwischenräume, Kaliber genannt; *o* heisst die Ober- und *u* die Unterwalze.

Fig. 578 ist die Seitenansicht zweier Walzen. Der auszuwalzende Stab *s* wird auf einer am Walzgerüste befestigten Unterlage *p* an das erste Kaliber geschoben, von den Walzen erfasst und durchgezogen; hierauf in die Stellung s_1 gebracht, von der rotirenden Oberwalze mitgenommen und wieder auf die andere Seite zurückgeführt, sodann in das zweite Kaliber eingelassen u. s. w. Auf diese Weisse passirt der Stab der Reihe nach alle Kaliber.

Um die Zeit zu ersparen, welche das Ueberheben, d. h. das Zurückgeben des Stabes über die Oberwalze erfordert, werden in jedem Gerüste auch drei Walzen angeordnet. Die Walzen erhalten dabei die aus Fig. 572 ersichtliche Anordnung; *a* ist die Ober-, *b* die Mittel- und *c* die Unterwalze. Der Gang der Arbeit ist folgender. Der Stab wird zuerst in der Stellung *s* durch das erste, dann in der Stellung s_1 durch das zweite Kaliber, hierauf wieder zwischen den Walzen *b* und *c* durch das dritte Kaliber gezogen u. s. w. Der Stab muss also zwischen den einzelnen Durchgängen stets um die Höhe der mittleren Walze *b* auf- oder niederbewegt werden.

Eine befriedigende Theorie der Walzwerke existirt bis jetzt noch nicht, da sich weder für die Arbeit, welche zum Auswalzen eines Stabes von gegebenen Dimensionen nothwendig ist, noch für den Druck, welchen derselbe gegen die Walzen ausübt, bestimmte und praktisch brauchbare Werthe berechnen lassen. Die genannte Arbeit hängt ab von der Querschnittsabnahme und Formänderung der Kaliber, von der Beschaffenheit des Materials und von der Temperatur, welche der Stab während des Auswalzens besitzt. Dieselben Faktoren bestimmen auch den vom Stabe gegen die Walzen ausgeübten Druck, welcher überdies für die dem Walzwerk zu gebenden Dimensionen nicht massgebend ist, denn am stärksten beansprucht den ganzen Apparat der Eintritt des Stabes zwischen die Walzen, welcher mit einem Stosse verbunden ist, dessen Einfluss auf die Maschinentheile sich der Rechnung entzieht. Man muss sich daher mit den im Folgenden angegebenen Erfahrungszahlen für die Dimensionen, die Betriebskraft, Geschwindigkeit u. s. w. begnügen.

Beschleunigung der Walzarbeit. Um den Walzprozess zu beschleunigen, ist nicht blos das Dreiwalzensystem (Trio), sondern noch eine Reihe anderer, vorzüglich der Neuzeit entstammender Einrichtungen in Verwendung. Es gehören dazu die Walzwerke mit Wechseldrehung, bei welchen das Walzenpaar nach jedem Durchgange die entgegengesetzte Drehung erhält, daher der Stab auf der Seite, wo er ausgetreten ist, sofort wieder eingelassen werden kann, dann die Anwendung von zwei oder mehreren Walzenpaaren, welche derart situirt sind und entsprechende Drehung erhalten, dass die Zeit zwischen zwei Durchgängen thunlichst abgekürzt wird.

Ein Vortheil aller dieser später detaillirt besprochener Systeme ist auch, dass (ausgenommen bei der Einrichtung mit mehreren hinter einander stehenden Walzwerken) der Stab stets mit dem Ende, welches zuletzt ausgetreten, daher ganz und compakt ist, wieder von Neuem eingeführt wird, während das zuerst austretende Ende leicht aufreisst oder sich stärker biegt. Bei der gewöhnlichen Walzarbeit ist durch letzteren Umstand das Wieder-Einführen erschwert; bei den anderen Methoden werden entstandene Risse beim folgenden Durchgange wieder zusammengeschweisst. Nur soll das abwechselnde Durchziehen in einer und der anderen Richtung den Nachtheil haben, dass die Schlacke abwechselnd hin- und hergedrängt, daher nicht so gut aus dem Stabe ausgepresst wird.

Transmission.

Wellen, Kurbel. Die Wellen, welche die Kraftmaschine mit der Walzenstrasse verbinden, werden gegenwärtig nicht mehr aus Guss-, sondern in der Regel aus Schmiedeeisen, hie und da aus Stahl gefertigt. Die Redtenbacher'sche Formel zur Bestimmung der Stärke von schmiedeeisernen Transmissionswellen lautet

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ Cent.},$$

worin N die Anzahl Pferdekräfte, n die Zahl Umdrehungen pr. Minute und d den Wellendurchmesser bedeuten. In der Ausführung wird für N das Doppelte bis $2^1/_2$-, selbst 3fache des wirklich übertragenen Effektes eingesetzt. Nimmt man das 2·5fache, so ergibt sich rund

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Auch die bewegten Theile der Dampfmaschine werden auf gleiche oder nicht viel geringere Sicherheit construirt, da ungeachtet des Schwungrades die Stösse, welche der Eintritt des Eisens zwischen die Walzen verursacht, bis auf die Maschine zurückwirken. Die Kurbel wird häufig als Kurbelscheibe hergestellt, mitunter ist sie ein Block von durchaus gleicher Dicke, dessen Breite gegen den Zapfen zu abnimmt.

Zahnräder. Aus dem obigen Grunde sollen auch die Transmissionsräder sehr stark construirt werden. Ist P der Druck zwischen den Zähnen, γ deren radial gemessene Länge, α die im Theilkreise gemessene Dicke und β die zur Radaxe parallele Breite der Zähne, $\mathfrak{S}$ die zulässige Belastung pr. Flächeneinheit, so hat man bekanntlich

$$P\gamma = \mathfrak{S} \frac{\beta \alpha^2}{6},$$

und hieraus folgt

$$\alpha\beta = 6 \frac{\gamma}{\alpha} \frac{P}{\mathfrak{S}};$$

aus dieser Gleichung kann das Produkt von α und β und nach Wahl einer dieser Grössen die andere berechnet werden. Der am Umfange des Rades wirkende tangentiale Druck P ergibt sich wie später bei den Krauseln aus der Betriebskraft N; das Verhältniss der Länge γ zur Dicke α der Zähne, wird nicht wie für andere Zahnräder gleich 1·5 genommen, sondern man geht mit demselben zuweilen bis auf 1·2 herab, um $\alpha\beta$

kleiner zu erhalten. Der Coëfficient $\mathfrak{S}$ endlich kann gleich 100 bis 120 Kil. pr. Quadratcentimeter gesetzt werden.

Die Zähne werden auch durch Kränze verstärkt, welche sich beiderseits an den Zahnkranz anschliessen und bis zum Theilkreise reichen. Bei grossen Dimensionen stellt man die Räder aus zwei Theilen her, die längs eines Durchmessers zusammenstossen und durch Schrauben verbunden werden. Besser entspricht es, Nabe sammt Armen zusammen, den Kranz abgesondert zu giessen; die Arme werden dann am Ende schwalbenschwanzartig geformt und wie bei Schwungrädern zwischen Nasen am inneren Umfange des Zahnkranzes verkeilt. Die Arme erhalten öfters I förmigen Querschnitt, wobei deren Mittelrippe in die Ebene des Rades zu legen ist.

Gegenwärtig sucht man die Rädertransmission soviel als thunlich zu vermeiden, weil selbst bei sorgfältigster Ausführung durch Brüche der Zähne nicht nur Betriebsstörungen, sondern auch anderweitige Unfälle verursacht werden können. Nur bei grosser Umgangszahl der Walzen ist eine Umsetzung nicht zu vermeiden.

Riemen-Umsetzung. Hie und da wird die Transmission durch Riemen statt durch Zahnräder hergestellt. Die Riemen eignen sich nur zur Uebertragung geringerer Betriebskräfte; bei gegebener Betriebskraft sind grosse Umfangsgeschwindigkeiten vortheilhaft, bei welchen die Spannung des Riemens gering wird, so dass sich für denselben praktisch ausführbare Dimensionen ergeben. Eine grosse Geschwindigkeit erhält der Riemen namentlich dann, wenn die Umsetzung ins Langsame stattfindet, wenn z. B. das Walzwerk durch eine schnell laufende Turbine betrieben wird, weil dann auf die Walzenwelle eine Riemenscheibe von grossem Durchmesser kommt.

Die grössere Riemenscheibe dient entweder gleichzeitig als Schwungrad, oder letzteres ist abgesondert vorhanden.

Die Anordnung mit Riemen ist sicherer als die mit Zahnrädern, indem bei zu grossem Widerstande die Riemen schleifen. Man empfiehlt als für die längere Dauer der letzteren vortheilhaft deren Einfettung; die Scheiben sollen einen Holzbelag erhalten, der Riemen mit der glatten Narbenseite aufgelegt werden. Dessenungeachtet sind die Unterhaltungskosten beträchtlich, daher man diese bei Walzwerken für Draht, feine Stahlsorten u. s. w. öfters verwendete Transmission jetzt wieder mehr verlässt.

Schwungrad.

Zweck des Schwungrades. Das Schwungrad hat folgende Aufgaben zu erfüllen:

1) bei Anwendung einer Dampfmaschiue die Ungleichförmigkeit in der drehenden Bewegung, welche vom Kurbelmechanismus u. s. w. wie bei jeder Dampfmaschine hervorgebracht wird, zu beseitigen, insbesondere der Kurbel über den todten Punkt zu helfen;

2) den Einfluss der bei der Walzarbeit, besonders beim Eintritt des Eisens zwischen die Walzen sich ergebenden Stösse thunlichst von der Kraftmaschine abzuhalten;

3) die während der Pausen entwickelte Arbeit der Kraftmaschine aufzusammeln und während des Walzens wieder abzugeben. Die Wirkung, welche zum Auswalzen des Stabes aufgewendet wird, ist daher gleich der Leistung der Kraftmaschine mehr der Arbeitsgrösse, die das Schwungrad abgibt, und die Geschwindigkeit des letzteren wird am grössten beim Beginne des Walzens und am kleinsten, wenn der Stab das letzte Kaliber verlassen hat. Die von beiden Faktoren zusammen gelieferte Arbeit muss auch gross genug sein, dass die Umfangsgeschwindigkeit der Walzen während des Prozesses nicht zu sehr abnimmt, der letztere nicht zu lange dauert, da sonst der Stab zu sehr erkaltet.

Die Nachtheile, welche die Anwendung eines Schwungrades herbeiführt, sind der Arbeitsverlust durch Reibung in den Wellenlagern, welcher bei grossem Schwungradgewicht beträchtlich ausfällt, und die durch die träge Masse verzögerte In- und Aussergangsetzung der Maschine. Man soll daher das Schwungradgewicht nicht über die nothwendige Grösse steigern.

Von den oben angegebenen Forderungen sind die zwei letzten für den Gang der Maschine nicht absolut nothwendig; fällt daher auch die erste weg, wie bei Anwendung einer Zwillingsmaschine, wo die Bewegung gleichförmiger ist, und die eine von beiden um 90^0 gegen einander verstellten Kurbeln stets der anderen über den todten Punkt hilft, so kann die Maschine auch ohne Schwungrad ihre Aufgabe erfüllen. Dieses System kommt zur Anwendung, wenn die Walzen nach jedem Durchgange der Stäbe ihre Drehungsrichtung rasch wechseln sollen und die Maschine zu diesem Behuf mit einer Umsteuerung versehen ist.

In allen anderen Fällen wird das Walzwerk in der Regel mit einem Schwungrad versehen; das Gewicht oder richtiger die lebendige Kraft desselben muss in umgekehrtem Verhältnisse mit der Stärke der Kraftmaschine stehen. Je schwächer die Maschine, desto grösser muss die

während des Durchganges der Stäbe vom Schwungrade abgegebene Arbeit, daher auch dessen lebendige Kraft sein. Ist die Maschine kräftig genug, um den Widerstand beim Walzen allein zu überwinden, so wird dazu keine Mithilfe durch das Schwungrad nothwendig, dieses muss bei eincylindriger Maschine nur gross genug sein, um die Forderung 1) zu erfüllen, d. h. eine auf einen gewissen Grad gleichförmige Drehung zu erhalten. Für starke Maschinen sind also kleine, für schwache Maschinen grosse Schwungräder nothwendig.

Bezüglich der Wahl zwischen beiden Combinationen ist Folgendes zu berücksichtigen. Je schwächer die Maschine und je schwerer das Schwungrad ist, desto länger dauert es, bis beim Leergange die Walzen die erforderliche Geschwindigkeit erlangen und der Schwungring die für das Auswalzen nothwendige Arbeitsgrösse aufgenommen hat, es werden also nach dem Ausstrecken jedes Stabes um so längere Paußen eintreten müssen, die Leistung des Walzwerkes wird eine um so geringere. Je kleiner die Pausen zwischen zwei auf einander folgenden Durchgängen desselben Stabes oder zwischen der Verarbeitung zweier Stäbe sein sollen, desto stärker muss die Maschine und desto kleiner kann ihr Schwungrad sein.

Dieser Umstand tritt z. B. ein bei Herstellung sehr langer Stücke, Bandeisen oder Draht auf Schnellwalzwerken, wo zwischen den Durchgängen kurze oder keine Pausen vorhanden sind, daher das Schwungrad seine lebendige Kraft einbüsst, wenn es durch die Maschine nicht genügend unterstützt wird, da auch die einzelnen Stäbe in rascher Aufeinanderfolge verwalzt werden. Das Gleiche gilt von leichten Stücken, welche rasch übergehoben werden, so dass der Zeitraum zwischen zwei Durchgängen sehr kurz ist, wie bei Schwarzblech.

Verhältnissmässig schwache Maschinen und grosse Schwungräder sind am Platze bei schweren Stücken mittlerer Länge, Kesselblechen u. s. w., — falls das Ueberheben nicht besonders beschleunigt wird. Durch Versuche ist nachgewiesen, dass bei solchen Einrichtungen das Schwungrad während des Auswalzens das 3- bis 4fache der von der Kraftmaschine gelieferten Arbeit leistet.

Hie und da sind Zwillingsmaschinen ohne Umsteuerung im Betrieb, für welche unter sonst gleichen Umständen kleinere Schwungräder als für eincylindrige erforderlich sein sollen; dies scheint nur unter der Voraussetzung richtig sein, dass die Maschine stark genug ist, für sich den grösseren Theil der Walzarbeit zu leisten. Plötzliche Widerstände dürften allerdings durch eine Zwillingsmaschine leichter überwunden werden.

Umfangsgeschwindigkeit und Halbmesser des Schwungringes. Die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes soll bekanntlich ein gewisses Maass nicht überschreiten, da sonst Gefahr vorhanden ist, dass derselbe zerreisst. Mit Benützung der Rebhann'schen Coëfficienten findet man bei 33^m Peripherie-Geschwindigkeit noch 8fache, bei 45^m 4fache Sicherheit gegen bleibende Ausdehnung; der erstere Werth soll auch nicht überschritten werden. Ist der Normalquerschnitt q des Schwungringes durch Verbindungen auf $m\,q$ geschwächt, so ist auch die Sicherheit nur die $m$fache der oben angegebenen.

Sei R der mittlere Halbmesser und V die grösste Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes, n die grösste Zahl Umgänge pr. Minute, so hat man

$$2\,R\,\pi = \frac{60\,V}{n},\quad R = 9{\cdot}55\,\frac{V}{n},$$

aus welcher Gleichung R berechnet werden kann.

Gewicht und Dimensionen des Schwungringes. Ist E der Effekt der Betriebsmaschine in Kil.-Metern, G das Gewicht des Schwungringes, so kann man

$$\frac{G\,V^2}{2\,g} = C\,E$$

setzen, worin g die Acceleration der Schwere und C einen Erfahrungs-Coëfficienten bedeuten.

Bezeichnet man ferner mit γ das spezifische Gewicht des Gusseisens, mit a und b Höhe und Breite des rechteckigen Schwungring-Querschnittes, so hat man wegen des obigen Werthes von $2\,R\,\pi$

$$G = 2\,R\,\pi\,a\,b\,\gamma = \frac{60\,V}{n}\,a\,b\,\gamma,$$

und wenn man diesen Ausdruck in die vorige Gleichung einführt,

$$\frac{60\,V^3\,\gamma}{2\,g\,n}\,a\,b = C\,E$$

$$a\,b = \frac{2\,g\,n\,C\,E}{60\,V^3\,\gamma}.$$

Es ist nun $2\,g = 19{\cdot}617^m$, $\gamma = 7700$ Kil., und setzt man, um die Zahl N Pferdekräfte der Maschine einzuführen, $E = 75\,N$, so folgt

$$a\,b = 0{\cdot}0032\,C\,\frac{N\,n}{V^3}\text{ Quadratmeter.}$$

Nimmt man das Verhältniss zwischen a und b an, so lassen sich beide Grössen berechnen.

Der Coëfficient C, welcher die Grösse des Schwungradgewichtes bestimmt, schwankt innerhalb weiter Grenzen. Gewöhnlich variirt derselbe zwischen 30 und 70. Bei der Annahme desselben ist das früher über die Grösse des Schwungrades Gesagte zu berücksichtigen.

Bei langsam umlaufenden, z. B. Blechwalzen, wird das Schwungrad, um dessen Gewicht herabzusetzen, mitunter auf einer besonderen Welle angebracht, welche durch Transmission eine grössere Umgangszahl erhält. Da jedoch Zahnräder überhaupt thunlichst zu vermeiden sind, ist auch diese Einrichtung nicht zu empfehlen.

Dimensionen der Arme. Die Arme sind wegen der Fliehkraft des Schwungringes auf Zerreissen in Anspruch genommen. Da bei der gewöhnlichen Herstellung aus Gusseisen auf deren absolute Festigkeit nicht viel zu rechnen ist, soll der Schwungring derart ausgeführt sein, namentlich eine so geringe Umfangsgeschwindigkeit erhalten, dass er für sich allein, ohne Rücksicht auf die Arme, dem Zerreissen Widerstand leistet.

Die vom Schwungringe an die Welle oder umgekehrt fortgepflanzte Umdrehungskraft wirkt auf Bruch der Arme. So lange die Maschine das Schwungrad beschleunigt, entspricht diese Kraft höchstens der von der Maschine produzirten Leistung E; während des Walzens wird jedoch vom Schwungringe an die Welle ein Effekt E_1 übertragen, welcher das drei- bis vierfache von E betragen und bei plötzlichen Widerständen, z. B. beim Eintritt des Eisens zwischen die Walzen, noch weit höher steigen kann. Die Summ $E + E_1$ wird von der Welle zu den Walzen fortgeleitet.

Bestimmt man nun die Dimensionen der Arme so, als ob sie die gleiche Betriebskraft wie die Welle zu übertragen hätten, so wird ihre Sicherheit jedenfalls grösser als die der Welle; das Verhältniss der Sicherheiten ist gleich

$$\frac{E + E_1}{E_1} = 1 + \frac{E}{E_1},$$

in welchem Ausdruck jedoch der zu 1 kommende Bruch bei der stärksten Inanspruchnahme nur einen kleinen Werth erhält.

Unter dieser Voraussetzung lässt sich aber zur Berechnung der Armstärke nächst der Nabe die Formel

$$h = \frac{2{\cdot}3\ d}{\sqrt[3]{\mathfrak{M}}}$$

anwenden, welche von Redtenbacher für Riemenscheiben gegeben wird, deren Arme die ganze in der Welle enthaltene Arbeitsgrösse übertragen, und in welcher h die in die Radebene fallende Höhe des Armquer-

schnittes, d die oben berechnete Stärke der Welle und $\mathfrak{N}$ die Zahl der Arme bedeuten; es ist dabei vorausgesetzt, dass der Querschnitt der letzteren eine Ellipse sei, deren kleine zur Wellenrichtung senkrechte Axe halb so lang ist als die grosse h, und dass die Welle aus Schmiedeeisen bestehe. Gegen die Peripherie hin können die Arme etwas verjüngt werden.

Für 6 und 8 Arme erhält man beziehungsweise

$$h = 1{\cdot}25\, d \text{ und } h = 1{\cdot}13\, d.$$

Welle und Nabe. An der Stelle, wo das Schwungrad aufgekeilt ist, wird der wegen der Torsionsfestigkeit nothwendige Durchmesser d der Welle so weit vergrössert, dass die sich ergebende Verstärkung von ringförmigem Querschnitte allein das Schwungradgewicht zu tragen vermag; die Verstärkung wird durch kegelförmige Theile von dem grösseren Durchmesser d_1 auf d übergeführt.

Die Nabe ist ein Hohlcylinder, um den eine Rippe läuft, in welcher die Arme zusammentreffen. Die Länge des Hohlcylinders beträgt das 1·5- bis 2fache des grösseren Wellendurchmessers d_1; seine Wandstärke wird gleich $^1/_4$ bis $^1/_2$ von d_1, und zwar um so geringer genommen, je stärker die Rippe ist.

Construktion der Schwungräder. Kleine Schwungräder können aus einem Stücke gegossen werden; um die beim Erkalten entstehende Spannung zu verhüten, ist es zweckmässig, das Rad mit getheilter Nabe zu giessen, auf welche dann Schmiedeeisenringe heiss aufgezogen werden.

Für grössere Durchmesser eignet sich diese Ausführung nicht, weil sich beim Gusse nicht leicht die richtige Form ergibt. Grosse Räder stellt man daher aus mehreren Stücken her, auf deren gute Verbindung besonders zu achten ist. Entweder besteht das Rad aus zwei gleichen Theilen, welche in einem Durchmesser zusammenstossen; oder, was zweckmässiger ist, die Nabe sammt Armen bildet das eine, der Kranz das zweite Gussstück; die Enden der Arme werden dann schwalbenschwanzartig geformt und zwischen Nasen festgekeilt, welche an der Innenseite des Schwungringes vorragen. Bei den grössten Dimensionen endlich werden Nabe und Arme einzeln hergestellt, und der Ring aus Segmenten gebildet, welche entweder mit je einem Arme zusammen oder ebenfalls abgesondert gegossen werden.

Der Zug S, welcher in Folge der Fliehkraft den Schwungring in tangentialer Richtung zu zerreissen strebt, ist bekanntlich

$$S = \frac{G}{g} \cdot \frac{V n}{60},$$

worin V die Peripheriegeschwindigkeit, G das Gewicht des Schwungringes, n die Zahl der Umgänge pr. Minute und $g = 9{\cdot}809^m$ die Beschleunigung der Schwere bedeuten. Diesem Zuge sollen die Verbindungen mit 4facher Sicherheit gegen bleibende Ausdehnung widerstehen.

An dem Schwungrade wird mitunter eine Bremse angebracht, um dasselbe nöthigenfalls hemmen zu können.

Beispiele für die Construktion der Schwungräder geben Taf. 35 und 36.*)

Kranz- und Armverbindungen. Bei dem Schwungrade Fig. 570 und 571 sind Nabe, Arme und Kranztheile abgesondert hergestellt; die Nabe hat die Form einer Wasserrad-Rosette, die Arme sind schwalbenschwanzartig zwischen Nasen des Schwungringes verkeilt und überdies durch einen Bolzen b gegen denselben befestigt. Aehnlich ist die Verbindung nach Fig. 582 und 583, nur ist der Armstern zweitheilig, indem je 4 Arme mit einer Nabenhälfte ein Gussstück bilden. Die Verbindung der Kranztheile erfolgt durch Ueberblattung, eingelegte Keile k und Schrauben s.

Zur Verkeilung der Arme zwischen den Nasen des Kranzes soll jedenfalls Holz benützt werden, weil nur dann die Verbindung den Stössen hinreichend Widerstand leistet.

In Fig. 573 und 574 sind die Arme in die rosettenartige Nabe eingelegt, durch eine gemeinschaftliche Ringplatte r und Schrauben befestigt. Die Verbindung der Kranztheile erfolgt durch Schmiedeeisenplatten p und Keile.

Eine andere Kranzverbindung zeigen Fig. 605 und 606, wobei schwalbenschwanzartig geformte Platten aus Schmiedeeisen in die Seitenwände des Schwungringes eingelassen und verschraubt sind. Die in der Mitte eingelegte Platte p hindert Seitenverschiebungen.

Nach Fig. 607 wird eine Schmiedeeisenplatte s in Vertiefungen an den zusammenstossenden Flächen der Segmente eingelegt und durch Keile befestigt, ausserdem über zwei an der Innenseite des Ringes befindliche Vorsprünge n ein Ring aufgezogen, dessen Herabfallen durch schwache Bolzen gehindert ist.

Kränze aus parallelen Theilen. In Fig. 575 ist ein Schwungrad dargestellt, dessen Kranz aus zwei Reihen von Segmenten besteht, welche mit Arbeitsleisten Voll auf Fug an einander gelegt sind. Diese Anordnung ist sehr solid, aber auch kostspielig. Fig. 576 zeigt dieselbe in

*) Die Fig. 570, 575, 576, 581 bis 583, 605 und 606 sind aus Armengaud's Publ. industrielle, durch Civilingenieur, neue Folge, 8. Bd., S. 55 entnommen.

einem conzentrischen Schnitte nach *m p*. Die zusammenstossenden Enden der Segmente sind durch Klauen *d*, die 8 Arme mit dem Kranze durch Bolzen *s* verbunden; die Segmente, deren 8 in jeder Reihe, also zusammen 16 vorhanden sind, werden in der Mitte zwischen zwei Armenden, sowie in der Nähe der letzteren selbst durch Nieten *n*, sonst nur durch Schrauben mit versenkten runden Muttern vereinigt. Der Armstern besteht wieder aus 2 Hälften, welche an der Nabe durch Schrauben mit Gegenmuttern verbunden sind. Zwei Keile *h* hindern die Verschiebung; die Nabe wird auf der sechseckigen Welle durch Keile befestigt.

In Neunkirchen werden die Schwungräder aus ganzen gegossenen Ringen zusammen gesetzt, z. B. drei an der Zahl, welche einander mit glatten Arbeitsleisten berühren und durch Nieten mit versenkten Köpfen verbunden werden. Man erhält dadurch leichtere Gussstücke und erspart die Kranzverbindung.*) Doch ist die Appretur der Arbeitsleisten umständlich.

Schmiedeeiserne Arme. Diese bieten grössere Sicherheit gegen die radiale Spannung und gegen Brüche durch Stösse. Fig. 580 und 581 zeigen ein Schwungrad mit schmiedeeisernen Armen. Das Armende ist mit Absätzen versehen, in eine entsprechende Vertiefung des verstärkten Schwungringes eingelassen, mit einer Platte *p* überdeckt und durch einen Bolzen *s* befestigt. Bei *k* werden Keile eingetrieben. Die Arme haben ovalen Querschnitt. Die Kranzsegmente sind durch schiefe Ueberblattung, Döbel *d* und Schrauben *r* verbunden.

Statt dessen werden die Arme auch aus rechteckigen Platten gebildet, am Ende schwalbenschwanzartig geformt und in entsprechende Vertiefungen des Kranzes versenkt.

Schwungringe aus Schmiedeeisen. Fig. 604 zeigt den Schnitt eines von Hofmann zu Laband in Oberschlesien ausgeführten Schwungringes. Derselbe besteht aus dem Ringe *r*, zwei Winkeleisen *a*, mit *r* vernietet, und einer Anzahl Schienen, welche durch abwechselnd gestellte Schrauben *s* verbunden sind; *b* ist ein Blechbelag, *h* eine Holzausfüllung. Die schmiedeeisernen Arme werden am Ringe *r* befestigt.

Bei einem grossen Schwungrade von Petin & Gaudet**) ist der aus mehreren Theilen bestehende gusseiserne Kranz durch einen heiss aufgezogenen Ring aus Schmiedeeisen verstärkt. Diese Einrichtung ist schon seit längerer Zeit auf österreichischen Hütten im Gebrauche.

Blechscheiben statt der Arme. Eigenthümlich ist die Construktion

*) Zeitschr. deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 109.

**) Civilingenieur, neue Folge, 8. Bd., S. 74.

der Schwungräder von Hoppe in Berlin, Fig. 584 und 585*), welche grosse Festigkeit besitzen, aber auch kostspieliger sind als die gewöhnlichen. Die Arme sind dabei durch Blechscheiben ersetzt. Die Nabe erhält die aus dem Schnitte ersichtliche Form; die Scheiben sind durch drei conzentrische Reihen von Platten $a\,b\,c$ gebildet; aus einer 2^m langen und 1^m breiten Blechtafel von 3·3 Millimeter Stärke sind immer eine Platte b und eine c, aus ebenso grossen Tafeln von 5 Millimeter Stärke je zwei Platten a geschnitten, wobei sich ein geringer Abfall ergibt. Die Verbindung erfolgt durch äussere radiale und innere conzentrische, sämmtlich 8 Cent. breite und 0·7 Cent. dicke Streifen r, d mittelst Vernietung; die gusseisernen Rahmen n, welche an eine der Blechscheiben festgeschraubt, mit der anderen vernietet sind, dienen zur Absteifung. An der Nabe sind die Blechscheiben durch 1 Cent. dicke Ringe s und 2·3 Cent. starke Schrauben, an dem Kranze durch 300 Nieten von 1·6 Cent. Durchmesser befestigt. Der gusseiserne 6300 Kil. schwere Kranz besteht aus 10 Stücken, welche überblattet und blos der Montirung wegen mit Schrauben verbunden sind, da die Blechscheiben und auch ihre Vernietung am Schwungringe der Fliehkraft des letzteren mit weitaus genügender Sicherheit widerstehen.

Spannstangen als Arme. Fig. 586 zeigt ein Schwungrad, dessen Ring durch schmiedeeiserne Spannstangen $s\,s_1$ mit der Nabe verbunden wird. Die letztere hat die aus dem Schnitte Fig 587 ersichtliche Form und ist mit sechs radial auslaufenden Rippen versehen, durch deren Enden je zwei äussere Spannstangen s und eine mittlere s_1 geführt und mit Schraubenmuttern befestigt sind. Dabei erfolgt die Umdrehung in der Richtung des Pfeiles. Geht die Maschine leer, so wird der Schwungring durch den Zug der Stangen s_1 beschleunigt; während des Walzens übertragen die Stangen s die lebendige Kraft des Schwungringes an die Welle, sind daher gespannt. Da die Stangen s nahe parallel zur Radebene liegen, lässt sich die Spannung $S = a\,c$ einer jeden Stange in zwei Componenten $a\,b$ und $a\,d$ zerlegen, wovon $a\,b$ durch eine gleiche und entgegengesetzte Kraft aufgehoben wird, $a\,d = P$ auf Drehung der Welle wirkt, und es ist

$$S : P = \overline{a\,c} : a\,d.$$

Wegen der geringen Verschiedenheit von $a\,c$ und $a\,d$ kann ferner $S = P$ gesetzt werden; nimmt man analog wie früher an, dass die Arme s dieselbe Arbeit 2·5 E wie die Welle zu übertragen haben, wobei E den Effekt der Maschine in Kil.-Metern bedeutet, und bezeichnet man die

*) Zeitschr. deutscher Ingenieure, 1860.

Zahl der Arme s mit z, die Umfangsgeschwindigkeit des Punktes a mit v, so wird

$$z\,S = \frac{2{\cdot}5\,E}{v},\quad S = \frac{2{\cdot}5\,E}{z\,v}.$$

Ist ferner N die Stärke der Maschine in Pferdekräften, n die Zahl Umgänge und $a\,b = r$ Meter, so hat man

$$E = 75\,N,\; v = \frac{2\,r\,\pi n}{60};$$

durch Einsetzung dieser Werthe ergibt sich S in Kil. pr. Quadratmeter oder nach Division mit 10000 in Kil. pr. Quadratcent. Dieser grössten Belastung S pr. Flächeneinheit müssen die Arme s mit etwa 3facher Sicherheit gegen bleibende Ausdehnung widerstehen. Die Stangen s_1 sind auf die Arbeit E statt $2{\cdot}5\,E$ zu berechnen, und da ihre Anzahl halb so gross ist als die der Stangen s, so erhalten sie den $1^1/_4$fachen Querschnitt von s. Bei dieser Berechnung ist vorausgesetzt, dass der Schwungring oder seine Verbindungen für sich allein der Wirkung der Fliehkraft widerstehen.

Riemenscheiben-Schwungräder. Fig. 601 bis 603 zeigen Schwungräder, wie sie von den Gebrüdern Colas zu Rachecourt*) als Riemenscheiben verwendet werden (vergl. S. 482). Der breite Schwungring besteht aus zwei durch Schrauben s verbundenen Hälften. Der Armstern ist zweitheilig, die Arme haben den aus Fig. 603 ersichtlichen Querschnitt, sind also in der Mitte durchbrochen und am Ende durch den Steg r vereinigt; dieselben werden am Schwungringe zwischen Nasen verkeilt. Die Riemen erhalten zur Verstärkung an beiden Rändern Lederstreifen aufgenäht. Die kleinere Riemenscheibe befindet sich in einem besonderen Gerüste und ist durch eine Brechspindel mit dem Krausel verbunden.

Kupplungen.

In der Regel kommen bei einer Walzenstrasse zweierlei Kupplungen vor; die Klauenkupplung und die Kupplungen der Walzen mit den Krauseln und unter einander. Hie und da kommt dazu noch eine Sicherheitskupplung, welche als Brech- oder als Friktionskupplung ausgeführt wird.

Brechspindeln. Die Kupplungswellen o, Fig. 579, erhalten wie die Kupplungszapfen der Walzen etwas Spielraum in den Muffen und bilden

*) Civilingenieur, neue Folge, 8. Bd., S. 75 und 10. Bd., S. 217.

daher eine etwas bewegliche Verbindung der Walzen unter einander und mit den Krauseln, wodurch die Montirung der Walzenstrasse erleichtert und eine veränderliche Höhenstellung der Oberwalze ermöglicht wird. Nebstdem erhalten die Kupplungszapfen und Wellen kleinere Querschnitte als die Laufzapfen, damit bei ungewöhnlichem Widerstande gegen die Drehung nicht die Walzen, sondern die weniger kostspieligen Wellen oder Muffe brechen, weshalb erstere auch Brechspindeln heissen. Endlich erleichtert die beschriebene Einrichtung das Auswechseln der Walzen.

Schon die erste Spindel *b*, Fig. 579, welche den einen Muff der Klauenkupplung *k* trägt und anderseits durch den Muff *c* mit dem Kupplungszapfen des unteren Krausels verbunden wird, ist als Brechspindel ausgeführt.

Querschnitt der Brechspindeln. Der Querschnitt der Kupplungszapfen und Wellen muss von der Kreisform abweichen, da sie die Drehung fortpflanzen sollen. Die quadratische Querschnittsform ist aus folgendem Grunde unzweckmässig. Es sei, Fig. 597, *k* ein quadratischer Zapfen, *m* der Muff; beide berühren sich an vier Stellen, und der Normaldruck *n* zerlegt sich in den auf Drehung wirkenden tangentialen *t* und den radialen *r*, welcher durch einen gleichen an der entgegengesetzten Berührungsstelle aufgehoben wird. Man sieht nun, dass der Druck *n* beträchtlich grösser ist als die Umdrehungskraft *t*; die Muffe werden weniger beansprucht, die Kanten der Zapfen nicht so bald abgenützt, wenn der Druck zwischen beiden eine tangentiale Richtung erhält.

Dies ist annähernd bei der Form Fig. 596, noch vollständiger bei Fig. 599 erreicht. Der ersteren wirft man schnellere Abnützung durch Ausreibung, der letzteren leichtes Abbrechen der scharfen Ecken vor; beide sind übrigens viel in Anwendung.

An den Enden der Walzen und Krauseln müssen Zapfen von gleichem Querschnitt mit den Brechspindeln angebracht sein.

Man findet auch cylindrische Brechspindeln, welche nur an den Enden mit Kupplungszapfen versehen sind, deren Länge dann wegen der Auswechslung so gross sein muss als die der Muffe; oder es erhält die Brechspindel im Mitteltheile die gewöhnliche Querschnittsform, jedoch geringere Stärke, damit sie jedenfalls leichter bricht als die Kupplungszapfen an den Walzen.

Der grösste Durchmesser $2r$ der Kupplungszapfen wird bei Feineisenwalzen meist ebenso gross, bei Blechwalzen um 5 bis 10 Cent., bei den übrigen, je nach deren Stärke, um 1 bis 3 Cent. kleiner genommen als der des Laufzapfens der Walze. Die sonstigen Dimensionen können

dem Werthe r proportional gemacht werden und sind aus den Fig. 599, 600, 613 und 616 zu ersehen.

Länge der Kupplungszapfen, Wellen und Muffe. Die Länge der Kupplungszapfen an den Walzen und Krauseln beträgt im Mittel 0·7, bei Feineisenwalzen 0·9 ihres grössten Durchmessers $2r$. Die Länge der Muffe ist um 1 bis 2 Cent. grösser als die doppelte der Kupplungszapfen, und man lässt zwischen den Stirnflächen der letzteren und der Kupplungswellen einen ebenso grossen Spielraum, wodurch wieder die Montirung erleichtert ist.

Die Länge der Wellen hängt von der Höhe ab, auf welche die Oberwalze gehoben wird, und soll das 15- bis 20fache dieser Höhe betragen, damit die Kupplungswellen keine zu schiefe Lage einnehmen. So findet man bei Feineisenwalzen Längen von 0·36 bis 0·65, bei Mittel-, Grobeisen- und Luppenwalzen von 0·5 bis 1^m, die grössten bis 5^m bei Blechwalzen, wo das Ausstrecken blos durch successive Stellung der Oberwalze erfolgt. Aber auch wenn letztere während des Walzens eine ungeänderte Lage behält, darf die Länge der Kupplungswellen nicht kleiner sein als die doppelte der Muffe, welche auf die Welle geschoben werden müssen, wenn diese entfernt werden soll.

Muffe. Der Spielraum zwischen Brechspindel oder Zapfen und Muff soll so gross sein, dass die Oberwalze sich ohne Hinderniss auf die gewünschte Höhe erheben kann. Da ferner diese Hebung bei allen Stellungen der sich drehenden Wellen möglich sein muss, so ist der Muff nach Fig. 599 oder 613 innen durch eine zum Zapfenumfang äquidistante Curve zu begrenzen.

Die geringste Stärke der Muffe beträgt $^1/_5$ bis $^1/_4$, zuweilen selbst 0·3 des grössten Kupplungswellen-Durchmessers; dieselben erhalten aussen mitunter die aus Fig. 599 ersichtliche, meistens jedoch eine kreisrunde Form, hie und da auch eine von der Mitte gegen die Enden abnehmende Stärke, wie in Fig. 616 und 617. Eine selbstthätige Verschiebung der Muffe, welche nur gegen die Mitte der Kupplungswelle zu erfolgen kann, wird dadurch gehindert, dass man in die Vertiefungen der letzteren Holzstücke einlegt, welche die beiden Muffe aus einander halten und durch umgeschnallte Riemen befestigt werden.

Unterstützung der Brechspindeln. Der Spielraum der Kupplungswellen in den Muffen hat ein Schlottern derselben zur Folge, welches die Widerstände vermehrt und Brüche verursachen kann. Um dasselbe thunlichst zu vermeiden, werden häufig die Kupplungswellen mit einem, bei grösserer Länge auch mit zwei Stützpunkten versehen, so dass dieselben zwar der Hebung der Oberwalzen folgen, sich jedoch nicht unter die Normalstellung senken können. Die Kupplungswellen sind an den

betreffenden Stellen cylindrisch abgedreht und laufen in Lagern, die an einem leichten Ständer befestigt sind. Fig. 608 zeigt einen solchen Ständer für ein Dreiwalzensystem, bestehend aus dem zwischen Nasen an den Grundplatten des Fundamentes verkeilten Block *a*, in welchen zwei Tragstangen *b* eingesetzt sind, die den einfachen Lagern *c* der Kupplungswellen zur Stütze dienen. Um eine gewisse Elastizität zu erzielen, sind Federn *f* eingeschaltet, welche auf den durch Keile befestigten Hülsen *h* ruhen.

Derartige Vorkehrungen sind am meisten bei Blechwalzen, wo die Brechspindeln die grösste Länge besitzen, in Benutzung, sie kommen aber auch für andere Walzwerke immer mehr in Gebrauch. Auch werden die Spindeln an Hebeln aufgehängt, die mit Gegengewichten versehen sind.

Gelenkkupplungen. Der Spielraum in den Muffen kann vermindert werden, wenn man die Stärke des im Muff befindlichen Theiles der Spindel von der Mitte gegen beide Enden abnehmen lässt; er wird auf das überhaupt nothwendige Minimum reduzirt, wenn man eine Art Universalgelenk anwendet.

Als ein solches ist zu betrachten die Gelenkkupplung von Schaltenbrand*), Fig. 634. Die Kupplungswellen haben kreisrunden Querschnitt, sind schwächer als die Walzenzapfen, und an den Enden mit cylindrischen Ansätzen *a* versehen, deren Axen zu einander, sowie zur Axe der Brechspindeln senkrecht stehen.

An den Enden der Walzen- und Krausel-Laufzapfen befinden sich eben solche Ansätze, welche wieder gegen die der Brechspindeln um 90^0 verstellt sind. Die Schrauben *s*, welche mit Spielraum in Vertiefungen der Kupplungszapfen eingreifen, hindern die Verschiebung der Muffe. Diese Kupplung ist nicht nur bei Universalwalzwerken, für welche sie ursprünglich bestimmt war, sondern auch für gewöhnliche Walzwerke verwendbar; doch lässt sich gegen dieselbe einwenden, dass dabei die Höhlung des Muffes wieder den unvortheilhaften quadratischen Querschnitt erhalten muss.

Der angestrebte Zweck wird auch durch folgende empfehlenswerthe Einrichtung erreicht: Die Kupplungswelle *w*, Fig. 615, ist hohl gegossen, die Oeffnung am Ende ausgebohrt. In den Kupplungszapfen *z* ist ein Bolzen fest eingedreht, welcher mit einer Kugel *a* endigt, die in die Höhlung der Kupplungswelle passt. Der Muff besitzt den gewöhnlichen Querschnitt und ist an der Seite der Welle gegen aussen erweitert, damit letztere eine geneigte Stellung annehmen kann. Bei der Normallage

*) Dingler's polyt. Journal, 170. Bd., S. 23.

der Walzen ist eine Senkung der durch *a* getragenen Spindel *w* nicht möglich.

Klauenkupplung. Diese wird nach Fig. 579 bei *k* angebracht und dient dazu, um die Walzenstrasse in oder ausser Verbindung mit der Kraftmaschine zu setzen. Sie ist besonders dann nothwendig, wenn die Kraftmaschine mehr als eine Walzenstrasse oder noch andere Arbeitsmaschinen betreibt. Die Construktion der Kupplung erfolgt nach bekannten Regeln. Ist nach Fig. 579 der lose Muff auf der ersten Brechspindel *b* verschiebbar, so erhält die Höhlung desselben die entsprechende Querschnittsform. Die Bewegung des losen Muffes erfolgt mittelst eines Hebels, dessen gabelförmiges Ende den Hals des losen Muffes umfasst. Der Drehzapfen des Hebels wird an einem der Lager, welche sich neben der Klauenkupplung *k*, Fig. 579, befinden, angebracht. So kann das Lager *r*, welches nur geringe Dimensionen erfordert, nach Fig. 588 und 589 construirt werden; die an den Lappen *l* angegossene Säule *s* enthält am oberen Ende den erwähnten Drehungszapfen.

Sollen die Walzen auch in umgekehrter Richtung gedreht werden können, z. B. wenn ein Stab sich zwischen denselben festgeklemmt hat, so dürfen die Zähne der Kupplung nicht durch schräg ansteigende Flächen begrenzt sein, weil sonst die Ausrückung bei der umgekehrten Drehung selbstthätig stattfinden würde; die genannten Flächen müssen eben sein, so dass die Wellenaxe in ihre Verlängerung fällt. Die Einrückung ist dessen ungeachtet nicht schwierig, wenn sie bei langsamem Gange der Maschine vorgenommen wird.

Selbstthätige Ausrückung. Die Ausrückung der Kupplung muss mitunter während des Ganges stattfinden und wird in diesem Falle durch den gegenseitigen Druck der Zähne erschwert. Häufig richtet man daher eine selbstthätige Ausrückung vor. Eine solche zeigt Fig. 610. Der lose Muff *a* ist für den Angriff der Gabel wie gewöhnlich mit dem Halse *o*, nebstdem aber mit der Verstärkung *c* versehen, welche auf der gegen den festen Muff *b* gekehrten Seite durch eine Schraubenfläche begrenzt ist. Am Muff *b* befindet sich die Verstärkung *d*. Die Vorderseite der Welle drehe sich in der Richtung des Pfeiles. Drückt man nun den entsprechend geformten Handhebel *h*, welcher in einer zur Wellenaxe senkrechten Ebene drehbar ist, gegen die Kupplung, so gelangt derselbe in den Zwischenraum der Vorsprünge *c* und *d*, der bewegliche Muff *a* wird verschoben und dadurch die Verbindung gelöst.

Eine andere Methode besteht darin, nach Fig. 590 und 591 an der Aussenfläche des losen Muffes *a* eine schraubenförmig gewundene Nuth *c* anzubringen, und unter die Kupplung einen Hebel *h* zu legen, dessen Nabe mit einem Ansatze *n* versehen ist, welcher in die Nuth *c* eingreift,

wenn der Hebel *h* abwärts bewegt wird. *o* ist der Hals für den Einrück-Hebel.

Brechkupplung. Bei der Anordnung Fig. 579 ist der lose Muff der Klauenkupplung *k* auf der ersten Brechspindel *b* verschiebbar. Die letztere ist an der Stelle, wo sie im Lager *r* läuft, cylindrisch geformt und in der Mitte dieses Theiles mit einer eingedrehten Nuth versehen; das Lager *r* dient hauptsächlich nur, um das Herabfallen der Theile nach einem Bruche zu hindern. Statt dessen wird auch die Brechspindel *b* nach Fig. 609 von der Kupplung *k* gesondert, wobei zwei Muffe $c\,c_1$ nothwendig sind. Der Muff *c* ist dann öfters durch eine Brechkupplung ersetzt, d. i. durch eine Verbindung, welche schwächer als alle übrigen Theile construirt ist, und nach einem etwa durch zu grossen Widerstand hervorgerufenen Bruch rasch und mit geringen Kosten reparirt werden kann. Es ist dadurch der Zerstörung anderer kostspieligerer Bestandtheile vorgebeugt. Eine solche Brechkupplung stellen Fig. 593 im Schnitte und 592 in der Ansicht dar. Es sind *k* die Kupplungswelle, *z* der Kupplungszapfen, beide in Fig. 593 undurchschnitten, *h* die Holzstücke und *r* die Riemen, welche den am anderen Ende der Welle *k* befindlichen Muff gegen Verschiebung sichern. Am Zapfen *z* ist die Hülse *a* aufgeschoben, an der Welle *k* die Scheibe *b*, mit welcher die ringförmige Platte *n* durch Schrauben verbunden ist. Sechs Holzkeile *c* bewirken, dass die Kupplungswelle *k* vom Zapfen *z* mitgenommen wird.

Ist der Widerstand gegen die Drehung der Walzen ungewöhnlich gross, so werden diese Keile abgeschert, und die Walzen kommen zur Ruhe, während das Schwungrad seine Bewegung fortsetzt. Schlägt man neue Keile ein, so ist die Verbindung wieder hergestellt.

Eine ähnliche Construktion zeigen Fig. 594 und 595, worin die Theile wie früher bezeichnet sind. Der Muff *a* ist hier blos mit 4 Armen *d* versehen, welche von den Holzkeilen *c* mitgenommen werden; dabei kann man nach einem Bruche die neuen Keile bei beliebiger Stellung eintreiben, wenn nur die Keillöcher nicht eben von den Ansätzen *d* verdeckt sind. In Fig. 594 ist der Deckring *r* weggelassen.

Die Brech- und Klauenkupplung können auch in Verbindung gebracht und zwischen zwei Wellenlagern angeordnet werden. Dabei stossen, wie in Fig. 595 punktirt angedeutet ist, die zwei Wellen bei *e* statt bei *g* zusammen und die eine greift mit einem runden Zapfen in die andere ein; der Muff *b* ist lose aufgeschoben, jedoch durch die Holzstücke *c* mit der fest aufgekeilten Hülse *a* verbunden und mit Klauen versehen; *f* ist der auf einem Keile verschiebbare Muff. Ist letzterer, wie die Zeichnung zeigt, eingerückt, so wird die Drehung von der Welle *o* auf die andere *p* durch *f*, *b*, *c* und *a* übertragen; wird der Muff *f*

rechts gerückt, so hört diese Uebertragung auf, brechen endlich während des Ganges die Keile *c*, so wird nur der Muff *b* mitgenommen, die Drehung der Welle *p* hört auf. Diese ist durch eine kurze Kupplungswelle oder nur durch einen Muff mit dem Krauselzapfen verbunden.

Bei der Kupplung von Ramsbottom*) werden Schrauben statt der Holzkeile abgeschert.

Den Brechkupplungen wird vorgeworfen, dass sie zu oft im unrechten Momente brechen, wo gerade das Eisen sich zwischen den Walzen befindet, daher eine längere Stockung des Betriebes herbeigeführt wird. In der That ist es schwierig, die Stärke der Holzkeile gerade richtig zu bemessen, so dass sie bei den gewöhnlichen Widerständen aushalten und doch im Falle der Noth stets ihren Dienst leisten.

Friktionskupplungen. Diese verfolgen denselben Zweck wie die Brechkupplungen, doch wird die eine Welle von der anderen nur durch die Reibung mitgenommen, so dass bei zu grossem Widerstande ein Schleifen eintritt, die Vorrichtung aber keinem Bruche unterliegt. Indessen ist es auch hier schwierig, die Reibung eben in der erforderlichen Stärke hervorzurufen und zu erhalten.

Eine derartige Einrichtung zeigt Fig. 611.**) Der Muff *a* ist mit inneren Leisten versehen, welche in entsprechende Vertiefungen *c* der runden Welle *z* eingreifen, deren Stirnseite Fig. 612 darstellt. Der zweite Muff *b* ist mit dem Deckringe *n* verschraubt, und beiderseits der Flantsche, die sich am Muffe *a* befindet, werden Ringe aus Holzsegmenten eingelegt. Die Reibung des Holzes gegen die angrenzenden Eisentheile muss so gross sein, dass beim gewöhnlichen Gange die Welle *k* von *z* mitgenommen wird; ist der Widerstand grösser als der normale, so tritt Gleiten ein.

Friktionskrauseln. Um denselben Effekt wie durch eine Friktionskupplung zu erhalten, wendet man als Krauseln Zahnkränze an, welche bei zu grossem Widerstand auf der Welle schleifen. Eine solche Einrichtung, zu Königshütte ausgeführt, zeigt Fig. 614. Das Krausel *a* der Oberwalze ist lose auf der Welle aufgeschoben und von Oeffnungen durchbrochen, welche mit Holzstücken ausgefüllt sind. Beiderseits sind Muffe *b* auf Keilnuthen verschiebbar, welche durch zwei mit dem Rücken sich gegen den Einschnitt in der Welle stemmende Keile *c* an das Krausel gepresst werden und dieses mitnehmen. Bei zu grossem Widerstand bleibt das Krausel stehen, indem die Muffe *b* an den Holzflächen

*) Polyt. Centralblatt 1866, S. 438.

**) Ebendaselbst.

schleifen. Hier dürfte wieder das Anziehen der Keile nicht genau regulirbar sein und überdies leicht eine Lockerung derselben eintreten.

Zu gleichem Zwecke wurde nach M. Rainer beim Blechwalzwerk in Kastengstatt der Zahnkranz *a* des oberen Krausels, Fig. 598, lose auf die Welle geschoben, die Spindel *b* der Länge nach durchbohrt und nebstdem an zwei gegenüberstehenden Seiten mit Einschnitten versehen, in welchen sich je zwei schmiedeeiserne Einlagen von der aus der Figur ersichtlichen Form befinden. Durch die Bohrung der Spindel ist der Stab *c* gelegt, welcher in der Mitte einen doppelten Keil bildet, und am Ende mit Schraubengewinden zum Anziehen mittelst Mutter und Gegenmutter versehen ist. Wird dieses Anziehen bis zum entsprechenden Grade ausgeführt, so nehmen die Keile den Zahnkranz für gewöhnlich mit, bei grösserem Widerstand schleifen dieselben innerhalb des Zahnkranzes. Bei der Theilung der Einlagen sind diese leicht auszuwechseln. Die Vorrichtung soll sich sehr gut bewährt und dauerhaft gezeigt haben, für grosse zu übertragende Kräfte wäre sie wie die vorige nicht zu empfehlen.

Walzen.

Form und Material. Das Material der Walzen ist gewöhnlich Gusseisen. Zur Herstellung der feineren Eisensorten ist eine besonders harte Oberfläche nothwendig, daher man in Schalen (Coquillen) gegossene Hartwalzen anwendet. Es wurden auch Walzen mit eingegossenen schmiedeeisernen Kernen*) hergestellt, welche eine grössere Festigkeit zeigten.

Die Grundform der Walzen ist die eines Cylinders *c*, Fig. 633, mit zwei Laufzapfen *z*, die in Lagern ruhen, und zwei Kupplungszapfen *k*, welche mit den Kupplungswellen durch Muffe verbunden werden. Da man die Walzen stehend giesst, kann der obere Kupplungszapfen unrein ausfallen, daher derselbe im Gusse cylindrisch ausgeführt wird, und erst durch Ausfräsen von Vertiefungen seine Form erhält; zuweilen wird auch der untere Kupplungszapfen in dieser Weise hergestellt.

Kaliber. Beim Durchgange durch die Kaliber muss der Stab aus der Form, in welcher er zum Verwalzen gelangt, in die des fertigen Produktes übergeführt werden. Daher ändert sich Form und Grösse der aufeinanderfolgenden Kaliber, und zwar wird deren Querschnitt immer kleiner, so dass der Stab während des Walzens auch gestreckt, d. h. ver-

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1869, 13. Bd., S. 349.

längert wird. Um mit einer Hitze möglichst viel zu leisten, ist es vortheilhaft, wenn die Kaliberquerschnitte rasch abnehmen, weil der Stab dann eine geringe Zahl derselben zu passiren hat. Die zulässige Grössen- und Formänderung der auf einander folgenden Kaliber hängt von der Beschaffenheit des Eisens ab und ist Sache der Erfahrung; die Ermittelung derselben ist bei den meisten Hüttenwerken Aufgabe des Betriebsbeamten und wird als in die Eisenhüttenkunde gehörig hier um so mehr übergangen, als in neuerer Zeit ausführliche Bearbeitungen dieses Gegenstandes von Tunner und Daelen erschienen sind. Nur soll bemerkt werden, dass man geschlossene und offene Kaliber unterscheidet. Bei ersteren greifen Vorsprünge, Patrizen der einen Walze in Vertiefungen, Matrizen, der anderen; offene Kaliber dagegen entstehen durch correspondirende Vertiefungen an beiden Walzen.

Dimensionen. Die zwei Hauptdimensionen der Walzen sind die Bundlänge *a b*, Fig. 577, und der Durchmesser. Da der letztere an verschiedenen Stellen der kalibrirten Walzen ungleich ist, so gibt man für solche Walzen einen mittleren Durchmesser an, welcher der Entfernung der beiden Walzenaxen *m n* und *p q* gleichkommt. Bei den verschiedenen Arten von Walzen kommen gewöhnlich die folgenden in Metern angegebenen Dimensionen vor:

	Bundlänge.	Durchmesser.
Luppenwalzen	1—1·3	0·4—0·5
Walzen für schweres Façoneisen	1·3—2	0·5—0·7
„ „ „ Grobeisen	0·9—1·4	0·4—0·5
„ „ „ Mitteleisen	0·8—1	0·3—0·4
„ „ „ Feineisen, Draht	0·3—0·8	0·16—0·27
„ „ „ Blech	0·8—3	0·4—0·8

Den grösseren Längen entsprechen auch die grösseren Durchmesser. Die Bundlänge ist übrigens von der Zahl und Form der Kaliber abhängig; bei Blechwalzen muss dieselbe um einige Centimeter grösser sein als die Breite der zu erzeugenden Bleche. Die grössten Kaliber sollen in die Nähe der Zapfen verlegt werden, wo die Walze mehr geschwächt werden darf als in der Mitte.

In den Kalibern erhält die Oberwalze um 1·5 bis 3 Millimeter grössere Durchmesser als die Unterwalze. Der Stab wird daher an der oberen Seite etwas mehr gestreckt als an der unteren, und erhält beim Austritte eine geringe Krümmung nach abwärts. Dadurch wird verhindert, dass derselbe sich aufbiegt oder bei geringem Querschnitte ganz um die Oberwalze legt, wodurch Brüche erfolgen können. Von der Unterwalze wird derselbe nach dem Austritte durch besondere später zu beschreibende Vorrichtungen fortgeleitet.

Zapfen. Diese sind auf Torsion, bedeutend mehr aber noch durch den Druck des Eisens und die Stösse beim Eintritte desselben zwischen die Walzen beansprucht. Ist δ der Zapfen-, D der Walzendurchmesser, so findet man meistens nahe

$$\delta = 0{\cdot}54\ D;$$

bei Blechwalzen, deren Zapfen heftigen Stössen ausgesetzt sind, soll wenigstens

$$\delta = 0{\cdot}6\ D$$

sein. Bei den schwächeren Blechwalzen insbesondere gibt man dieser Dimension noch etwas zu. Die Länge l der Lagerschalen ist im Mittel

$$l = \frac{D}{2},$$

zu welcher Dimension 1 bis 2 Cent. zuzuschlagen sind, um die ganze Zapfenlänge zu finden. Der Zapfen soll zur Sicherung gegen Bruch durch eine Hohlkehle und die Verstärkung n, Fig. 633, in den Walzenbund übergehen.

Von den Kupplungszapfen kann einer fehlen, wenn sich an die Walze keine Kupplungswellen anschliessen. Die Dimensionen der Kupplungszapfen wurden oben angegeben.

Die Walzen sind am stärksten beansprucht, wenn der Stab die in der Mitte befindlichen Kaliber passirt, vorausgesetzt, dass der Druck des Eisens gegen die Walzen bei allen Kalibern der gleiche sei. Berechnet man nun die Walzen als Körper von gleicher Festigkeit, indem man den geringsten, in der Mitte derselben vorhandenen Durchmesser zu Grunde legt, so ergeben sich die Zapfen meist schwächer als nach der wirklichen Ausführung. Es scheint daher, dass die Zapfen von den Stössen beim Betriebe mehr beansprucht werden als der Walzenkörper.

Krauseln.

Die Krauseln, auch Kammwalzen genannt, sind Zahnräder, welche zur Verbindung der oberen und unteren Walzen dienen. Bei Gerüsten mit 2 Walzen wird die treibende Welle stets unten gelegt, um dieselbe dem Fundamente näher zu bringen.

Berechnung. Der Theilkreisdurchmesser kommt dem Walzendurchmesser gleich, ist also verhältnissmässig gering, daher man bei der Ausmittelung der Zahndimensionen anders als gewöhnlich vorzugehen hat. Um eine entsprechende Zahndicke zu erhalten, ist es zweckmässig, die Zahl der Zähne so gering zu nehmen, als es bei gutem Eingriffe möglich ist; bis $0{\cdot}5^m$ Walzen- oder Theilkreisdurchmesser findet man meistens 12 bis 16, bei $0{\cdot}65^m$ starken Walzen auch 18 Zähne.

Ist s die Anzahl der Zähne, t die Theilung und D der Theilkreisdurchmesser, so wird

$$t = \frac{\pi D}{s}$$

und nimmt man den Spielraum zwischen den Zähnen gleich 0·1 der im Theilkreise gemessenen Zahndicke α, so ergibt sich

$$t = 2{\cdot}1\,\alpha,\quad \alpha = \frac{t}{2{\cdot}1}.$$

Ist ferner P der Druck zwischen den Zähnen, γ deren Länge, radial gemessen und β die Breite, $\mathfrak{S}$ die grösste zulässige Spannung pr. Flächeneinheit des Querschnittes, so hat man wie auf S. 481

$$P\gamma = \mathfrak{S}\,\frac{\beta\,\alpha^2}{6}$$

$$\beta = \frac{6}{\mathfrak{S}}\,\frac{P\gamma}{\alpha^2}.$$

Der Druck P lässt sich aber durch die Zahl N Pferdekräfte, welche der Betrieb des Walzwerkes erfordert, die Umgangszahl n und den Durchmesser D der Walzen ausdrücken. Es ist nämlich die Geschwindigkeit im Theilkreise

$$v = \frac{D\,\pi\,n}{60}.$$

Bei Walzwerken mit zwei über einander gelegten Walzen haben die Krauseln nur einen Theil des Effektes zu übertragen, indem der Rest direkt auf die Unterwalze übergeht.

Nimmt man an, dass die Hälfte des Effektes N auf die Oberwalze übergehe, so hat man, da 1 Pferdekraft = 75 Kilogramm-Meter ist,

$$P = \frac{75\,N}{2\,v} = \frac{75.\,60.\,N}{2\,\pi\,D\,n} = \frac{716}{D}\,\frac{N}{n}\ \text{Kil.},$$

worin D in Metern zu setzen ist. Für D in Centimetern wird

$$P = \frac{71600}{D}\,\frac{N}{n}\ \text{Kil.}$$

Führt man diesen Werth oben ein, so ergibt sich

$$\beta = \frac{429600}{\mathfrak{S}}\,\frac{\gamma}{\alpha\,D}\,\frac{N}{\alpha\,n}.$$

Der Coëfficient $\mathfrak{S}$ muss bedeutend kleiner als für Zahnräder bei ruhig umlaufenden Maschinen genommen werden. Man kann

$$\mathfrak{S} = 80\ \text{Kil. pr. Quad.-Cent.}$$

setzen, und erhält somit rund

$$\beta = \frac{5000}{\alpha\,D}\,\frac{\gamma}{\alpha}\,\frac{N}{n}.$$

Sind die Zähne, wie später angegeben, durch Seitenkränze verstärkt, so genügt $^2/_3$ der hieraus folgenden Breite β. Die Längen sind in obiger Formel in Centimetern einzuführen.

Das Verhältniss $\frac{\gamma}{\alpha}$ der Zahnlänge γ zur Dicke α wird gewählt; damit die Zahn-, zugleich Radbreite β nicht zu gross ausfällt, muss man mit $\frac{\gamma}{\alpha}$ häufig unter den sonst gebräuchlichen Werth 1·5 herabgehen. Man findet $\frac{\gamma}{\alpha} = 0{\cdot}9$ bis $1{\cdot}5$. Ist ein entsprechender Werth angenommen, so ergibt sich danach auch γ.

Diese Regeln gelten auch für Walzwerke, welche 3 Walzen in jedem Gerüste enthalten, da bei diesen gewöhnlich die mittlere Walzenlinie mit der Betriebswelle verbunden ist. Nur wenn das unterste Krausel direkt getrieben wird, ist N statt $^1/_2 N$ einzusetzen, weil das untere Krauselpaar die ganze Arbeitsgrösse überträgt, wenn der Stab zwischen der obersten und der mittleren Walze durchgeht. Daher ergibt sich für solche Walzwerke

$$\beta = \frac{10000}{\alpha D} \frac{\gamma}{\alpha} \frac{N}{n}.$$

Beispiel. Es seien für eine Walzenstrasse mit $N = 50$ Pferdekräften, $n = 60$ Umgängen und $D = 0{\cdot}5^m$ Walzendurchmesser die Krauseln zu berechnen. Nimmt man $z = 15$ Zähne, so wird die Theilung

$$t = \frac{0{\cdot}5\,\pi}{15} = 0{\cdot}1044^m = 104{\cdot}4 \text{ Millimeter},$$

daher die Zahndicke

$$\alpha = \frac{104{\cdot}4}{2{\cdot}1} = 50 \text{ Millimeter}.$$

Sei ferner $\frac{\gamma}{\alpha} = 1{\cdot}2$, so ergibt sich

$$\gamma = 6 \text{ Cent. und}$$

$$\beta = \frac{5000}{5.50} \frac{6}{5} \frac{50}{60} = 20 \text{ Cent.}$$

Construktion. Fig. 627 und. 628 stellen die gewöhnliche Construktion der Krauseln dar. Sie sind mit Laufzapfen l und Kupplungszapfen k versehen.

Die Krauseln werden aus Gusseisen, mitunter aus Gussstahl oder selbst aus Bronce (wie bei einem neuen Walzwerk zu Creuzot) hergestellt. Da der Theilkreisdurchmesser verhältnissmässig klein, der Zapfendurchmesser gross ist, besteht das ganze Krausel meist aus einem Stück. Doch findet man oft besondere Zahnkränze auf einer Spindel aufgekeilt, was den Vortheil gewährt, den Kranz im Falle eines Zahnbruches

auswechseln zu können. Ebenso werden die Krauseln zur Ersparung an Material häufig hohl gegossen.

Die Lauf- und Kupplungszapfen der Krauseln sind ebenso stark wie bei den zugehörigen Walzen. Der Druck des zwischen den letzteren durchgehenden Eisens fällt nämlich bei den Krauseln weg, hingegen wirkt der Zahndruck zurück auf die Zapfen. Nur bei Blechstrassen mag der Durchmesser der Zapfen für die Krauseln um 5 bis 10 Cent. kleiner als für die Walzen, doch nicht geringer als der grösste Kupplungszapfen-Durchmesser genommen werden.

Die Verzahnung ist nach bekannten Regeln auszuführen. Nach Reinhard ist als Zahncurve eine Evolvente anzunehmen, welche schon am Zahnkranz beginnt; diese Ausführung hat sich in Neuberg gut bewährt. Sehr zweckmässig wird die Festigkeit der Zähne erhöht, wenn man (Fig. 627) den neben den Zähnen vorragenden Körper des Krausels bei *a a* bis auf den Durchmesser des Theilkreises verstärkt; zudem kann bei grösserer Breite noch in der Mitte eine Verstärkungsrippe *r* angebracht werden, wie Fig. 632 in einem Längenschnitte darstellt; dadurch ist jeder Zahn in zwei gleiche Hälften getheilt. Stellt man ferner in der einen Abtheilung *a* die Zähne gegenüber den Zahnlücken in *b*, so wird der Eingriff ein besserer. Ist z. B. die Construktion derart ausgeführt, dass abwechselnd 1 und 2 Zähne jeder Abtheilung in Eingriff stehen, so vertheilt sich der Druck stets auf 3 Zähne von der halben Breite, sonst aber abwechselnd auf 2 und nur 1 Zahn von der ganzen Breite β.

Schleppwalzen. Bei Blechwalzwerken lässt man zuweilen die Krauseln weg, so dass die Oberwalze blos von der Reibung gegen das durchgehende Blech mitgenommen wird. Solche Walzen heissen Schleppwalzen zum Unterschiede von den durch Krauseln gekuppelten. Man trifft bald die eine, bald die andere Anordnung, deren jede ihre Vor- und Nachtheile hat. Da die Walzen sich ungleich abnützen, muss eine derselben früher nachgedreht werden als die andere, noch brauchbare, welcher man gerne die harte Rinde lässt; daher erhalten beide ungleichen Durchmesser, welcher bei gekuppelten Walzen ein unreines Produkt zur Folge hat, weil die mit der grösseren Walze in Berührung stehende Seite des Bleches mehr gestreckt wird als die andere. Aus diesem Grunde sollen namentlich die Vollendwalzen für Schwarzblech als Schleppwalzen ausgeführt sein.

Auch veranlasst die ungleiche Umfangsgeschwindigkeit der Walzenoberfläche Stösse zwischen den Zähnen der Krauseln, besonders wenn die kleine Walze die obere ist; dieselbe wird nämlich nur vom durchgehenden Blech mitgenommen, die Zähne des oberen Krausels drücken im

Sinne der Drehung gegen die des unteren; nach dem Austritte des Bleches erfolgt ein Schlag zwischen den Zähnen und das untere Krausel treibt wieder das obere. Es wird dabei sogar die Torsionsspannung in der unteren von den zwischen Walzen und Krauseln gelegenen Kupplungswellen und in der Unterwalze grösser, als es zum Auswalzen des Bleches nothwendig ist. Sei nämlich P die zum Auswalzen erforderliche Tangentialkraft, so kommt dazu noch ein Druck p zur Ueberwindung des aus der verschiedenen Umfangsgeschwindigkeit der Walzen resultirenden Hindernisses; dieser Druck p wird vom Blech an die Oberwalze und das obere Krausel, und von diesem an das untere übertragen. Die an das untere Krausel sich anschliessende Kupplungswelle und die Unterwalze haben daher den Druck $P + p$ fortzupflanzen.

Diese Uebelstände fallen bei Schleppwalzen weg; nebstdem sind wegen der verminderten Anzahl Bestandtheile die Anlagskosten geringer und der Effektsverlust durch Reibung kleiner. Hingegen wird das Blech nicht so gleichmässig und fest ergriffen und kann das Gewicht der Oberwalze nicht ausgeglichen werden (s. unten), denn sonst wird beim Leergang die Oberwalze nicht gedreht, mithin das Zurückgeben erschwert. Daher sind Schleppwalzen nur für leichte Bleche verwendbar; für Kesselbleche eignen sich dieselben nicht.

Stellung der Krauseln. In der Regel werden die Krauseln zwischen der Kraftmaschine und den Walzen situirt. Mitunter lässt man dieselben erst nach den Walzen folgen; dadurch ist der Vortheil erreicht, dass die Zähne durch die Stösse weniger leiden; dagegen wird die Betriebskraft nicht so gleichförmig an die Walzen übertragen. Lässt man ferner die Kupplungswellen zwischen Krauseln und Walzen weg, so ist dadurch an Raum und Anlagskosten erspart; allein da auch bei anderen als Blechwalzen eine Höhenstellung während des Betriebes vorkommt, z. B. bei Luppenwalzwerken die Oberwalze gelüftet werden muss, wenn die Luppen zu dick sind, so werden dabei die Zähne aus einander gerückt und brechen leichter.

Bei englischen Luppenwalzwerken sind abgesonderte Krauseln für die Vorstreck- und Vollendwalzen in Anwendung (wobei die obere von den diese beiden Gerüste verbindenden Kupplungswellen wegbleibt), so dass man diesen Walzen auch verschiedene Durchmesser geben kann. Ferner vertreten Kupplungsmuffe, welche angegossene Zahnkränze erhalten und auf die Kupplungszapfen der Walzen aufgesteckt sind, die Stelle der Krauseln.

Walzgerüste.

Es sind zwei Hauptarten von Gerüsten zu unterscheiden: Ständer- und Pilarengerüste. Die letzteren, welche kostspieliger und daher fast ganz ausser Gebrauch gekommen sind, findet man in Karsten's Eisenhüttenkunde näher beschrieben.

Ein Ständergerüst besteht aus zwei durch Schraubenbolzen verbundenen Ständern, innerhalb deren sich die Zapfenlager befinden.

Construktion. Vor Angabe der Regeln für den Entwurf eines Ständers soll ein gewöhnlicher Ständer beschrieben werden, welchen Fig. 618 in der Ansicht, zum Theile durchschnitten, Fig. 622 zur Hälfte in der Oberansicht und einem Horizontalschnitte nach AB darstellen; Fig. 619 und 621 ist der Vertikalschnitt. Der Ständer ist ein gusseiserner Rahmen, dessen vertikale Säulen t den aus Fig. 622 ersichtlichen Querschnitt haben.

Unten sind beiderseits Lappen l angegossen, welche mit Arbeitsleisten auf Fundamentplatten ruhen und zwischen Nasen verkeilt werden. Die Walzenzapfen ruhen in den mit Messingschalen versehenen Lagern a und bc; diese sind vertikal beweglich, können sich jedoch aus der Ebene der Ständer nicht entfernen, da sie einerseits in einen Falz der Säulen t eingreifen, anderseits durch die Walzen zurückgehalten werden, die sich bei w, Fig. 622, an die Laufzapfen anschliessen. Das Lager a ruht auf dem Ständer, das Lager b wird durch zwei Schraubenbolzen d getragen, welche durch Bohrungen des Deckels c hindurchgehen; die Oberwalze selbst ruht auf der unteren.

Im oberen entsprechend verstärkten Theile des Ständers ist eine Schraubenmutter durch zwei Bolzen e befestigt, welche Fig. 620 in der Unteransicht zeigt; dieselbe enthält die Stellschraube s, welche zur Regulirung der Entfernung der Walzen oder der Höhe, auf welche die Oberwalze beim Durchgange des Eisens emporsteigen soll, benützt wird. Diese Stellung kommt während des Betriebes vorzüglich nur bei Blech- und ähnlich arbeitenden Walzen für Flacheisen vor. Beim Durchgang des Stabes wird mit der Walze zugleich das Oberlager c gehoben, und beide fallen nach dem Austritte des Stabes wieder herab; unter Umständen erhält die Oberwalze eine Gewichtsausgleichung. Sonst dient die Stellschraube, um die Oberwalze während der Arbeit in ungeänderter Stellung und in Berührung mit der Unterwalze zu erhalten. Zwischen der Stellschraube und dem Lager c ist die Brechkapsel i eingeschaltet, welche bei ungewöhnlichem Drucke des Eisens gegen die Walzen zerstört wird, daher die sonstigen Theile gegen Bruch schützt.

Vier Schraubenbolzen v dienen zur Verbindung der beiden Ständer eines Gerüstes, die Vertiefungen n zur Befestigung der Einlässe und Abstreifmeissel. Die Lager werden meistens parallel zur Walzenaxe stellbar eingerichtet. Für schwere Walzstücke ist eine Ueberhebvorrichtung erforderlich.

Dimensionen. Der Querschnitt der vertikalen Ständertheile kann bestimmt werden wie folgt. Ist Pl das statische Moment des Druckes, welcher auf Bruch des Zapfen wirkt, δ der Durchmesser des letzteren, $\mathfrak{S}$ die grösste zulässige Spannung pr. Flächeneinheit, so hat man

$$Pl = \frac{\mathfrak{S}\pi}{32}\delta^3.$$

Der Angriffspunkt des Zapfendruckes P wird gewöhnlich als in der Mitte der Zapfenlänge befindlich angenommen; jedenfalls kann man l der Zapfenlänge, daher dem Durchmesser δ proportional, und folglich

$$P = Const.\ \delta^2$$

setzen. Eben dieser Druck P wirkt auf Zerreissen der vertikalen Ständertheile; es ist mithin gerechtfertigt, wenn man den Querschnitt q der letzteren proportional zu P oder zu δ^2 annimmt. Man findet im Durchschnitte

$$q = {}^3/_4\,\delta^2,$$

worin unter q der kleinste, d. h. durch Vertiefungen, Schraubenbolzen u. dgl. am meisten verminderte Querschnitt einer Säule des Ständers zu verstehen ist. Der Ständer erhält parallel zur Walzenaxe gemessen eine durchaus gleiche Dicke, welche, wie aus Fig. 622 ersichtlich, durch die Länge der Lager bestimmt ist. Nur der Obertheil muss wegen der Stellschraube erweitert werden; die Höhe x, Fig. 618, ist je nach der Entfernung der Ständersäulen um $^1/_4$ bis $^1/_2$ grösser zu nehmen als die Breite y, da der Obertheil auf Bruch beansprucht wird.

Für die Festigkeit des Ständers wäre es vortheilhaft, dessen innere Weite möglichst gering zu machen; durch die Rücksicht auf bequemes Auswechseln der Walzen ist man jedoch genöthigt, diese Dimension zu vergrössern.

Auswechseln der Walzen. Die Walzen sollen ohne viel Mühe und Zeitaufwand ausgewechselt werden können, welche Arbeit sich auf verschiedene Arten ausführen lässt. Man kann die Ständer mit besonderen Deckeln versehen und nach deren Entfernung die Walzen herausheben. Diese Methode ist jedoch nur bei Gerüsten mit drei Walzen, besonders von geringen Dimensionen, üblich; für grössere Dimensionen wird die Construktion der Ständer dabei schwierig und erfordert die Hebung der Walzen zu viel Arbeit.

Ungleich zweckmässiger ist es, wenn man mit letzteren hauptsächlich blos horizontale Bewegungen auszuführen hat, wie bei der folgenden Methode. Man entfernt die Kupplungswellen, die sich einerseits vom Walzgerüste befinden, beseitigt die Keile, welche den einen Ständer an der Grundplatte befestigen und verschiebt denselben so weit, dass die Walzen frei werden. Auch diese Arbeit kostet Mühe und Zeit; sie wird nur dann nothwendig, wenn die neu einzulegenden Walzen eine andere Länge haben als die früher gebrauchten.

Einfacher ist es, nach Entfernung einer Kupplungswelle und der nächst befindlichen Lager die Walze parallel zu ihrer Axe durch den Ständer zu schieben. Die innere Weite des letzteren muss dann wenigstens so gross als der grösste Walzendurchmesser sein; auch muss sich das nächstfolgende Gerüst in hinreichender Entfernung befinden.

Am zweckmässigsten geht man jedoch überhaupt in nachstehender Art vor. Es werden zuerst Fig. 631 (Grundriss) die Kupplungswellen und die Walzenlager entfernt, die Walze parallel zu ihrer Axe vom Ständer s gegen s_1 verschoben, sodann bis in die gezeichnete Stellung gedreht und hierauf in der Richtung des Pfeiles vom Gerüste entfernt. Die Ständer müssen die dazu erforderliche Weite erhalten.

Lager und Ständer. Das Unterlager der unteren Walze kann auch mit dem Ständer zusammen gegossen werden, doch muss dann, um die Höhe der Unterwalze, welche letztere in die Verlängerung der Betriebswelle fällt, genau reguliren zu können, die Lagerschale stellbar sein. Bei abgesondertem Lager a, Fig. 618, erfolgt diese Regulirung durch Einlegen von Blechstücken zwischen Lager und Ständer.

Das Unterlager der Oberwalze stützt nur die letztere und erleidet sonst keinen Druck, kann daher geringere Dimensionen erhalten; zuweilen besteht dasselbe aus einer gekrümmten schmiedeeisernen Schiene. Die sich berührenden Gleitflächen der Lager und Ständer sollen gehobelt werden.

Bei Schleppwalzen können die Unterlager der Oberwalze ganz wegbleiben, wenn man dabei, wie gewöhnlich, keine Gewichtsausgleichung anwendet.

Die Ständer bestehen aus Gusseisen; in Seraing wird diesem etwas Bessemermetall beigemischt, um grössere Festigkeit zu erzielen. Zu gleichem Zwecke bringt man auch in Bohrungen der Ständersäulen starke schmiedeeiserne Bolzen, welche vertikal gestellt sind und dem Zerreissen Widerstand leisten. Die Form der unteren Ständerenden ist nach der Construktion der Fundamentplatte verschieden.

Aufhängung der Oberwalze. Statt der Schrauben d, Fig. 618, sind bei englischen Walzwerken unter den Lagern der Oberwalze schmiede-

eiserne Schienen angebracht, welche durch Löcher in den Ständern gesteckt und mittelst Keilen befestigt werden.

Bei Kaliberwalzen findet beim Durchgang des Stabes eine Erweiterung des Kalibers statt, welche von der Elastizität der dem Druck ausgesetzten Theile herrührt. Damit der Stab den richtigen Querschnitt erhält, soll diese Erweiterung, also die Hebung der Oberwalze möglichst constant ausfallen und daher auf das geringste Maass reduzirt werden, was durch festes Anziehen der Stellschraube erfolgt, indem dann alle elastischen Theile, ausgenommen die Walzen selbst, dem Druck weniger nachgeben können. Hiemit ist der Nachtheil verbunden, dass der Druck des Oberlagers gegen die Zapfen der Oberwalze steigt, die Abnützung und besonders der Widerstand gegen die Bewegung erheblich vermehrt wird. Als Mittel zur Abhilfe wird die durch Fig. 626*) dargestellte Construktion empfohlen; es ist dabei nur das Oberlager mittelst starker Schrauben *a* am Kopf des Ständers aufgehängt; das Unterlager, welches den Zapfen stützt, wird mittelst schwächerer Bolzen *b* vom Oberlager getragen. Zieht man also die Stellschraube fester an, so vergrössert sich dadurch nur die Spannung der Stangen *a*, nicht aber der Druck auf die Zapfen; dieser ist stets nur gleich der vom Walzstück herrührenden aufwärts gerichteten Pressung, weniger dem Gewicht der Oberwalze.

Für die Hängschrauben *d*, Fig. 618, ist bei Walzwerken für feines Blech, um die Lager in genau horizontaler Stellung zu erhalten, mitunter ein besonderer Bewegungsmechanismus angebracht; die Muttern der Schrauben *d* sind kleine Zahnräder, in welche zwei Schrauben ohne Ende mit gemeinschaftlicher Spindel eingreifen, an der sich ein Handrad befindet.

Lagerschalen. Diese besitzen nicht stets die Form eines vollen Halbkreises, sondern nehmen häufig nur einen Theil eines Kreisbogens ein; wie beim Unterlager in Fig. 626. Auch kommen 4 Metalleinlagen zur Anwendung, oben und unten eine etwas ausgedrehte Lagerschale, seitwärts nur zwei ebene Platten, da in seitlicher Richtung von den Zapfen nur ein geringer Druck ausgeübt wird. Ein Beispiel dafür gibt der später beschriebene Ständer eines Trio.

Sicherung gegen zu starken Druck. Die zu diesem Zweck dienende Brechkapsel *i* aus Gusseisen erhält gewöhnlich die aus Fig. 618 oder 626 ersichtliche Form. Beim grossen Blechwalzwerk in Neuberg hat man dieselbe mit einem schmiedeeisernen Ring umgeben, welcher das Wegfliegen der Stücke beim Zerspringen verhütet.

---

*) R. M. Daelen, Zeitschrift deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 661.

Eine complicirtere Einrichtung ist bei dem Walzwerke von Spencer und Corkindale*) angewendet, um einen zu grossen Druck gegen die Walzen zu vermeiden. Die Stellschrauben-Mutter ist aussen cylindrisch geformt und lose durch die Ständerkappe gesteckt. Oben liegt darauf eine mit einer Oeffnung für die Schraube selbst versehene Platte. Diese wird durch zwei lange Bolzen niedergehalten, welche beiderseits von der Stellschraubenmutter durch Bohrungen in den Ständerkappen und in den Walzenlagern bis in die Fundamentgrube reichen und dort durch ein Querstück verbunden sind, das von einem schwer belasteten Hebel abwärts gedrückt wird. Das Anhänggewicht des Hebels lässt sich dem praktischen Bedürfniss entsprechend reguliren; wird der normale Druck zwischen den Walzen überschritten, so hebt sich die Mutter der Stellschraube nebst den Gewichten. Diese Vorrichtung, welche bei jedem Ständer angebracht sein muss, dürfte jedoch die Kosten des Walzwerkes nicht unerheblich vergrössern.

Stellung der Lager. Eine genaue Stellung der Walzen, welche durch Verschiebung der Lager erfolgt, ist insbesondere in der Längenrichtung der Walzen nothwendig, wenn diese offene Kaliber besitzen, da die eingedrehten Vertiefungen der Walzen genau mit einander correspondiren müssen. Wird das Walzstück nach jedem Durchgang um 180^0 gedreht, so drückt dasselbe die Oberwalze abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen, und jene erfordert daher eine um so genauere Regulirung. Es dienen dazu Stellschrauben $\alpha\,\beta$, Fig. 677 und 678, von welchen α gegen den Ansatz des Lagers l drückt und die Längenverschiebung der Walze gestattet, während β gegen die eingelegte Platte ε wirkt und das Lager l sammt Walze seitwärts verschiebt. Die Bolzen β sind nur bei Herstellung von feinen und Façoneisen nothwendig. Die Muttern der Stellschrauben sind in den Ständer eingelegt; zweckmässig ist es, Gegenmuttern anzubringen, welche an die Aussenflächen des Ständers zu liegen kommen.

Bei neueren Walzwerken lässt man nach Fig. 630 den Falz der Ständersäulen s weg, daher auch das Lager l keinen Vorsprung erhält, und stellt letzteres in der Richtung der Walzenaxe mittelst des Bügels b, der durch die Schraubenmutter m an das Lager gedrückt wird; die Mutter m befindet sich an einem in den Ständer fest eingedrehten Bolzen.

Die Stellschrauben können sich nun losdrehen, und sind sie auch mit Gegenmuttern versehen, so wird das Anziehen derselben wegen ihrer unbequemen Stellung öfters versäumt. Es empfiehlt sich daher die Stell-

*) Dingler's polyt. Journal 1867, 183. Bd., S. 345.

vorrichtung Fig. 629.*) Beiderseits von jedem Lager sind zwei am Ende keilartig abgeschrägte Schienen $s\,s_1$ durch den Ständer gesteckt, welche in entsprechende Vertiefungen im Lagerkörper eingreifen. Aussen sind die Schienen rechtwinklig umgebogen; durch die Muttern von Schraubenbolzen, welche in den Ständer eingedreht sind, können die Keile festgezogen werden, und es ist einleuchtend, dass sich durch Lockerung der einen und darauf folgendes Festziehen der anderen Mutter die Walze in der Richtung der Axe verschieben lässt. Es ist auch eine Verstellung senkrecht zur Axenrichtung möglich, indem man auf einer Seite beide Keile lüftet und auf der anderen beide anzieht.

Stellschraube für die Oberwalze. Der Durchmesser b der Stellschraubenspindel kann, unter δ den Durchmesser der Walzenzapfen verstanden,

$$b = 0{\cdot}4\,\delta$$

gesetzt werden, wenn dieselbe aus Schmiedeeisen gefertigt ist; für Gussstahl genügt

$$b = 0{\cdot}34\,\delta.$$

Im Vergleiche zu den Ständerquerschnitten sind, mit Rücksicht auf das verschiedene Material und die andere Art der Beanspruchung, diese Dimensionen gering; sie genügen, weil Stahl und Schmiedeeisen den Stössen besser widerstehen als das Gusseisen der Ständer.

Die Länge der Mutter beträgt $3\,b$ bis $4\,b$ und ist meistens nahe so gross als die Höhe der Ständerkappe. Die Mutter besteht zuweilen wie die Spindel aus Gussstahl, in der Regel jedoch aus Schmiedeeisen. Dieselbe soll, wie Fig. 619 andeutet, mit Absätzen versehen, und nicht, wie es bisweilen vorkommt, nach oben konisch verjüngt sein, weil dann eine Stauchung eintritt, welche die Bewegung der Schraube erschwert.

Flache Gewinde sind bei gleicher Länge der Mutter doppelt so stark auf Abscheren beansprucht als scharfe. Hingegen erfolgt bei letzteren leichter eine Stauchung, weil sie keilartig gegen die Muttergewinde wirken. Daher zieht man besonders für Blechwalzen die flachen Gewinde vor. Die Vortheile beider vereinigt die in Fig. 625 angegebene Form, wobei der Gewindquerschnitt oben durch eine horizontale, unten durch eine schräg zum Fusse des nächsten Gewindes laufende Linie begrenzt ist. Fig. 646 zeigt in Naturgrösse den Gewindquerschnitt des später beschriebenen Trio-Ständers. Für Blechwalzen soll ferner wegen richtiger Stellung die Ganghöhe nicht gross, die Schraube genau gearbeitet sein.

Stellung durch Keile. Hie und da werden statt der Schrauben Keile zur Stellung der Oberwalze benützt; auf das obere Lager c,

*) Nach Daelen, Zeitschrift deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 662.

Fig. 671, kommen die zwei Gegenkeile $d\,e$, von welchen der obere e mittelst der Schraube s verschiebbar ist, deren Mutter in einer Vertiefung o des Ständers liegt.

Die Keilstellung zeigt jedoch den Nachtheil, dass wenn das Eisen sich zwischen den Walzen geklemmt und diese zum Stillstand gebracht hat, die Keile sehr schwer zurückzuziehen sind, um die Walzen zu lüften.

Krauselständer. Zur Erläuterung der Construktion dieser Ständer mag der in Fig. 623 und 624 dargestellte Krauselständer dienen, welcher zu dem oben beschriebenen Walzenständer, Fig. 618 bis 622 gehört. In der Zeichnung sind l die Lappen, welche zwischen den Nasen der Fundamentplatte verkeilt werden, v die Bolzen zur Verbindung der beiden Krauselständer, m Schrauben, welche zum Nachziehen des Ständer- und Lagerdeckels r dienen.

Das untere Krausel erfordert keine Lagerdeckel, wenn der Zahnkranz durch angegossene Ringe verstärkt ist, die bis zum Theilkreise gehen, denn diese Ringe berühren sich dann gegenseitig und das untere Krausel wird durch das obere in seiner Stellung erhalten. Doch kommen häufig Lagerdeckel in Anwendung, um die Stellung des Krausels besser zu fixiren. Die Stellschraube fällt weg. In der Regel werden die Ständer mit einem besonderen Deckel versehen, um die Auswechslung der Krauseln zu erleichtern. Die Weite braucht nur genug gross zu sein, dass die Zapfenlager Platz finden, der Untertheil hingegen muss so breit sein als bei den Walzenständern, weil die Nasen an den Fundamentplatten durchaus gleichen Abstand erhalten.

Aus dem Drucke zwischen den Zähnen resultirt eine Beanspruchung der Ständer. Ist z. B. Fig. 623 die Drehungsrichtung die der Pfeile, das untere Krausel das treibende und P der Druck zwischen den Zähnen, so wird der gleiche Druck von beiden Zapfen jedes Krausels zusammen gegen die Ständer ausgeübt; auf jede einzelne Ständersäule resultirt daher ein Druck $\frac{P}{2}$ in der auf der Zeichnung angedeuteten Richtung. Dieser Druck wirkt auf Bruch der vertikalen Ständertheile oder der weiter vorragenden Lappen l, daher es zweckmässig ist, die Säulen t nach Unten zu verstärken. Die Walzenständer sind zwar durch den Widerstand, welchen das Eisen der Drehung der Walzen entgegensetzt, in ähnlicher Weise, doch viel weniger als durch den Normaldruck gegen die Walzenoberflächen beansprucht.

Ständer für zwei Walzen. Eine etwas andere Form als Fig. 618 zeigt der in Fig. 635 und 636*) gezeichnete Luppen- oder Grob-

*) Zeichnungen der „Hütte" 1858, Tafel 28.

eisenständer. Die Stellschrauben-Mutter ist durch vier schmiedeeiserne Döbel *k* gegen Drehung gesichert, das Lager *a* der Unterwalze mit dem Ständer in Einem gegossen und nur die Lagerschale besonders eingelegt.

Bei dem Ständer einer Mittelstrecke, Fig. 637 und 638 sind die Lager *a b c* massiv, wegen der geringen Walzendimensionen eine besondere Ständerkappe vorhanden und das Lager *b* der Oberwalze wieder an Bolzen aufgehängt, welche durch die Löcher *d* gehen. Den zugehörigen Krauselständer zeigen Fig. 639 und 640. Das untere Krausel ist dabei mit abgesonderten Lagern *a f* versehen.

Um die beim Walzen vorkommende Handarbeit zu erleichtern, werden zuweilen die Walzen für grössere Stücke durch die Fig. 670 angegebene Construktion der Ständer dem Boden näher gerückt. Der Untertheil *u* ist nämlich zwischen den entsprechend geformten Fundamentplatten *p*, welche mit gleichem Querschnitte längs der ganzen Walzenstrasse fortlaufen, eingelassen; der Ständer wird durch Schrauben befestigt, welche durch lange Schlitze in der Grundplatte gehen, so dass die Ständer parallel zur Walzenaxe verschoben werden können. Die Platten *p* sind durch Bolzen mit der Fundamentmauer verankert.

Blechwalzen-Ständer. Einen solchen Ständer*) zeigen Fig. 652 in der Ansicht und 653 im Vertikalschnitte; Fig. 654 ist der Querschnitt einer der Ständersäulen. Um den letzteren eine grössere absolute Festigkeit zu ertheilen, sind Bolzen *u* aus Schmiedeeisen durchgeführt. Der Lappen *l* verstärkt den Untertheil des Ständers, so dass die Unterwalze weit abwärts verlegt werden kann; die Zapfen derselben sind mit leichten Deckeln *f* versehen. Die messingene Stellschraubenmutter ist durch eine unten angelegte, mit Schrauben *e* befestigte Ringplatte gegen Herabfallen gesichert. Die sonstigen Theile werden später beschrieben. Den zugehörigen Krauselständer zeigen Fig. 668 und 669. Das obere Krausel ist mittelst der Schrauben *d* am Lagerdeckel aufgehängt; zwischen den Deckel *r* und den Ständer können Holzkeile von verschiedener Stärke eingelegt werden. Bei dieser Einrichtung ist es möglich, beide Lager nach erfolgter Abnützung der Schalen dem Zapfen zu nähern, ohne dass letzterer seine Stellung ändert.

Sehr fest sind die Ständer des älteren Blechwalzwerkes zu Neuberg in Steiermark, Fig. 672 und 673, construirt, deren Form aus der Zeichnung ganz ersichtlich ist.

Feineisen-Ständer. Bei Feineisenwalzwerken kommen stets drei Walzen in ein Gerüst. Ein Feineisen-Ständer ist in Fig. 674 und 675 dargestellt. Derselbe ist in Einem Stück gegossen; sonst erhalten

*) Zeichnungen der „Hütte" 1861, Tafel 18.

solche Ständer meistens besondere Deckel. Zwischen den Lagern *c* und *g*, dann *b* und *f* können Keile eingelegt und dadurch die genaue Entfernung der Walzen regulirt werden. Desgleichen müssen zwischen dem Ober- und Unterlager jeder Walze Einlagen angebracht werden, damit, während der Eisenstab zwischen zweien von den Walzen durchgeht, die Zapfen der dritten keinen Druck erleiden, welcher die Abnützung beschleunigt und den Effekt herabsetzt. Geht z. B. der Stab zwischen der unteren und mittleren Walze durch, so üben die Zapfen der letzteren einen Druck gegen das Lager *c*, welcher durch *g* und *h* auf die Stellschraube übertragen wird, ohne dass die Zapfen der oberen Walze leiden. Die Schraube *s* hält das Ganze in der Stellung, welche ihm vor Beginn des Walzens ertheilt wurde und während der Arbeit ungeändert bleibt; *i* ist der Brechschämel.

Soll, was bei geringen Dimensionen der zu erzeugenden Stäbe vortheilhaft ist, eine ganz genaue Stellung der Walzen möglich sein, so müssen die Lager der Ober- und Mittelwalze etwas Spielraum zwischen den Ständern haben und nicht nur vertikal, sondern auch horizontal und zwar parallel und senkrecht zur Axe verschiebbar sein. Diese Bewegungen werden durch Stellschrauben erzielt. Einen darauf eingerichteten Feineisenständer mit schmiedeeisernen Lagern zeigen zum Theile die Fig. 676 im Aufrisse, Fig. 677 bis 679 in den Schnitten nach 1 2, 3 4 und 5 6, endlich 680 in der Seitenansicht vom Walzenzapfen aus. Die Verschiebung in der Richtung der Axe erfolgt mittelst der Schrauben α, deren Muttern schwalbenschwanzartig geformt und in entsprechende Nuthen eingeschoben sind; für die Lager der Ober- und Mittelwalze sind in jedem Ständer 8 solcher Schrauben nothwendig. Zur Verschiebung senkrecht auf die Wellenaxe dienen die Bolzen β, deren Muttern wie bei den vorigen geformt sind, und welche gegen die Schienen ε drücken, die in die Ober- und Mittelwalzen-Lager eingreifen, daher zu jedem Ständer 4 Bolzen β gehören.

Die Hebung oder Senkung endlich geschieht durch Bolzen γ, deren Muttern mit Handkurbeln δ versehen sind. Die Enden dieser Bolzen sind, wie Fig. 679 zeigt, T förmig, und nach Fig. 676 schwalbenschwanzartig verstärkt; sie greifen zwischen das untere Lager der Mittelwalze und einen am Ständer angegossenen Lappen *u*, jedoch nicht direkt, sondern auf eingelegte Platten λ, welche die anstossenden Theile mit vorstehenden Rändern übergreifen, und sowie die T förmigen Enden der Bolzen γ am besten aus Stahl gefertigt werden. Dieselbe Vorrichtung ist zwischen dem oberen Lager der Mittelwalze und dem unteren der Oberwalze angebracht, so dass wieder bei jedem Ständer 4 Bolzen γ vorkommen.

Die Löcher, in welchen sich die Bolzen γ befinden, sind gegen die Innenseite des Ständers zu erweitert, um für den verstärkten Bolzentheil Raum zu gewinnen, wenn derselbe mittelst der Handkurbel δ gegen die Ständersäule zu bewegt wird. Auch müssen die Bolzen γ in vertikaler Richtung, die Platten λ parallel zur Walzenaxe den nöthigen Spielraum haben, um die Bewegung der Lager nach den drei Richtungen zu gestatten.

Die Zapfen der Unterwalze erfordern keine Deckel; die Unterlager derselben ruhen am Boden des Ständers und greifen wie sonst in einen Falz der Ständersäulen.

Bei den Krauselständern fallen diese Vorrichtungen sowie die Stellschraube weg; im Uebrigen können dieselben nach Fig. 674 construirt werden. Zwischen die Lager kommen Einlagen. Eine andere Form eines Ständers für 3 Krauseln zeigt Fig. 655; sie unterscheidet sich von der vorigen besonders dadurch, dass je zwei zusammenstossende Lager ein Gussstück bilden. Die Fussplatten l werden durch Schrauben mit der Fundamentplatte verbunden, was bei leichten Ständern öfters vorkommt, weil diese eine geringere Stabilität besitzen.

Ständer für Trio's. Gegenwärtig wird auch für grosse Dimensionen häufig das Dreiwalzen- (Trio-) System angewendet. Bei Verarbeitung schwerer Stücke ist es vortheilhaft, die Unterwalze tief zu legen, daher dem Untertheil des Ständers die früher erläuterte Form Fig. 670 zu geben. Meistens erhalten die Ständer besondere Kappen zur Erleichterung des Auswechselns der Walzen, und um im Falle eines Bruches nicht den ganzen Ständer abwerfen zu müssen. Auch hier ist unter Umständen eine genaue Stellung der Walzen erforderlich. Der Stab wird abwechselnd ober und unter der Mittelwalze durchgelassen; findet nach jedem Durchgange ein Wenden um 180° statt, so drückt der Stab gegen jede Walze in deren Längenrichtung stets nach derselben Seite, daher die Schrauben zur Längenverstellung nur an einem Ende, und zwar bei der Mittelwalze entgegengesetzt zur Ober- und Unterwalze angebracht werden. — Endlich sollen wieder nur die Zapfen der Walzen, zwischen welchen der Stab eben durchgeht, einem Druck ausgesetzt sein.

Fig. 642 zeigt den Ständer eines Trio in der Ansicht; Fig. 644 ist zur Hälfte Grundriss, zur Hälfte Schnitt nach AB; Fig. 641 der Querschnitt, Fig. 645 der Horizontalschnitt nach der gebrochenen Linie CD.*) Der Ständer ist mit einem Deckel versehen, welchen Fig. 643 im Horizontalschnitt nach EF darstellt, und der durch zwei mit Keilen an

*) Jordan, Album du cours de métallurgie, 1875, Tafel 95 und 96.

den Ständersäulen befestigte Bolzen gehalten wird. Die Form der Stellschraube und ihrer Mutter ist aus Fig. 641 und 642, die Construktion der Gewinde in Naturgrösse aus Fig. 646 ersichtlich. Die Lappen am unteren Ende des Ständers sind zwischen den Nasen der Grundplatte Fig. 648 verkeilt. Die Nuthen *n*, Fig. 642, dienen zur Befestigung der Ein- und Auslassvorrichtungen, die Oeffnungen *a* nehmen die Verbindungsbolzen der beiden Ständer eines Gerüstes auf und durch die Oeffnungen *b* werden Bolzen gesteckt, welche von einem Gerüste zum anderen geführt sind und zur Befestigung von Blechen dienen, die im Falle eines Bruches der Kupplungsmuffe das Fortschleudern der Trümmer derselben verhüten.

Die Zapfen der Ober- und Mittelwalze sind oben und unten durch je eine Lagerschale *c*, seitwärts nur durch Metallbacken *d* gehalten. Bei der Unterwalze fehlt die obere Schale. Bei den zwei oberen Walzen sind die beiden Lagerschalen, bei der unteren alle drei Metall-Einlagen mit vorspringenden Rändern (vergl. Fig. 641) versehen, welche gegen den Walzenkörper stossen.

Die Lagerschale, auf welcher die Unterwalze ruht, ist direkt im Ständer eingelassen, die Seitenbacken befinden sich an einem Lager, welches die Form einer Brücke besitzt. Die Lager der Ober- und Mittelwalze sind zweitheilig.

Die Stellung der Zapfen in horizontaler Richtung, senkrecht zur Walzenaxe, erfolgt durch die Schrauben *f*, Fig. 645, deren Muttern in den Lagerkörper, hinter den Backen *d* eingesetzt sind; zwischen letzteren und den Schrauben sind noch Eisenplatten eingeschaltet. Die Gegenmuttern *g* hindern das Losdrehen der Schrauben *f* (s. auch Fig. 642).

Zur Verschiebung der Lager parallel zur Walzenaxe dienen die gleichfalls mit Gegenmuttern versehenen Schrauben *h*, Fig. 644, deren Muttern in Vertiefungen der Ständersäulen liegen.

Die Höhenstellung der Ober- und Mittelwalze endlich wird regulirt durch Gegenkeile, Fig. 642 und 645, welche zwischen den horizontalen Ober- und Unterflächen der Lager eingelegt und durch Ansetzen eines Schraubenschlüssels an die am Ende sechskantig geformten Hülsen *i* bewegt werden. Die Hülsen *i* sind innen mit Muttergewinden versehen, in welche die mit den Keilen *k* zusammengeschweissten Schraubenstangen *e* eingreifen. Einen der Gegenkeile sammt Hülse zeigt Fig. 647 in vergrössertem Maassstab; selbstverständlich müssen die Keile und die Flächen, auf welchen sie gleiten, glatt bearbeitet sein.

Wegen Verschiebung der Lager haben die Oeffnungen für die Bolzen *f* einen entsprechend grösseren Durchmesser als die Bolzen selbst. Es ist mithin eine genaue Stellung nach allen Richtungen möglich.

Soll jedoch die Construktion vollkommen entsprechen, so müssen zwischen beiden Lagern der Oberwalze noch Keile eingelegt werden, um deren Zapfen beim Durchgange des Walzstückes zwischen den beiden unteren Walzen zu entlasten.

Die letztere Forderung ist bei der von R. M. Daelen*) angegebenen Lager-Construktion, Fig. 649, erfüllt. Falls die Mittelwalze mit der Betriebswelle gekuppelt ist, wird ein besonderes Lager für die Unterwalze hergestellt und dessen Höhe durch eiserne Einlagen *a* regulirt; wird dagegen die Betriebskraft an die Unterwalze übertragen, so besteht deren Lager aus einem Stück mit dem Ständer und dient zur Regulirung der Höhe die unter dem Metallfutter befindliche Einlage *b*. Auf das Lager der unteren Walze stützt sich das Unterlager der mittleren und auf dieses das Oberlager der Oberwalze; an letzterem ist mittelst Schrauben das zugehörige Unterlager aufgehängt. Durch Einlagen bei *c* und *d* wird die Höhenstellung der Walzen regulirt, sodann die Stellschraube fest angezogen, endlich das Oberlager der Mittelwalze durch Nasenkeile *e* so weit befestigt, dass die Mittelwalze nicht gehoben wird. Beim Durchgange des Stabes durch die unteren Kaliber wird daher der Druck gegen die Mittelwalze an die Keile *e*, das oberste Lager und die Stellschraube übertragen, ohne dass die Zapfen der Oberwalze diesen Druck empfangen. Die Verschiebung der Lager erfolgt durch die S. 510 beschriebenen Stellkeile Fig. 629.

Fig. 650 und 651 zeigen einen Theil des Ständers eines Trio-Walzwerkes, bei welchem Ober- und Unterlager je zweier ober einander befindlicher Walzen an einem gemeinschaftlichen Gusseisenstücke *a*, *b* angebracht sind; an *c* befindet sich das Oberlager der Oberwalze; das untere Lager der Unterwalze ruht am Ständer selbst. Zur Unterstützung und Regulirung der Stellung dienen zwei schmiedeeiserne Schienen *s* (vergl. den Grundriss Fig. 651), welche oben in Schraubenbolzen endigen, die sich durch Muttern anziehen lassen; die Lager ruhen auf Keilen *e*, welche durch die Schienen *s* gesteckt sind. Die letzteren hindern zugleich eine Verschiebung der Lager in der Richtung der Walzenaxen.

Gewichtsausgleichung der Oberwalze.

Oberwalzen, welche vom durchgehenden Stabe gehoben werden, fallen nach dessen Austritt auf ihre Lager oder auf die Unterwalzen zurück. Dieses kann bei schweren, namentlich Blechwalzen, Be-

*) Zeitschrift deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 662.

schädigungen der Oberfläche oder selbst Brüche veranlassen. Auch erfolgt beim Eintritte des Stabes ein zu heftiger Stoss des obersten Lagers oder der Brechkapsel gegen die Stellschraube. Man erhält daher durch eine Ausgleichung die Oberwalze stets in der höchsten Lage, welche die Stellschraube zulässt. Die Ausgleichung erfolgt durch Gegengewichte, welche in den Fundamentgruben unter der Walzenstrasse angebracht werden.

Gewöhnliche Anordnung. Fig. 662 und 663 zeigen die zwei Ständer *s* und die Fundamentplatte *p*. Unter jedem Ständer befinden sich zwei Hebel *h* mit Gegengewichten *g*, deren Stangen zwischen den gegabelten Enden der Hebel *h* durchgehen und mit unten geschärften Drehungsaxen versehen sind. Am anderen Hebelarme sind in kleinen Vertiefungen die Stangen *t* eingesenkt, welche die Unterlager *l* der Oberwalze stützen und durch Oeffnungen in den Ständern und den untersten Lagern geführt werden. Die Lager der Hebel *h* befinden sich auf Balken, welche quer durch die Fundamentgrube gelegt sind, oder sie werden an den zugehörigen Ständern befestigt.

Ist die Fundamentgrube durch ein Gewölbe gedeckt, so lässt man in diesem für die Stangen der Gegengewichte Oeffnungen, welche mit gusseisernen Röhren ausgefüttert werden können.

Nach Umständen stellt man die Hebel *h* auch senkrecht zur Walzenaxe; sie befinden sich dann in Einschnitten in der Fundamentmauer, unterhalb der Fundamentplatten.

Form der Gegengewichte. Um den Grad der Ausgleichung reguliren zu können, ist es zweckmässig, die Gegengewichte aus einzelnen Stücken zusammenzusetzen, welche leicht aufgeschoben und wieder abgenommen werden können. Fig. 659 zeigt ein solches Gegengewicht, Fig. 661 ein einzelnes Stück im Grundriss und Fig. 660 im Schnitt nach *ab*. Jedes Stück besitzt einen bis zur Mitte reichenden Schlitz, welcher über die unten mit einem Bund versehene Hängstange geschoben wird, ferner oben eine quadratische Vertiefung und unten eine entsprechende Vorragung; diese hindern eine Drehung oder ein selbstthätiges Abschieben. Die einzelnen Theile kann man so auf einander legen, dass die Schlitze abwechselnd nach entgegengesetzten Seiten gerichtet sind.

Vereinfachte Anordnungen. Bei der beschriebenen Einrichtung sind 4 Hebel mit Gegengewichten für jedes Walzgerüst nothwendig; man verwendet auch gemeinschaftliche Gegengewichte für je einen oder für beide Ständer eines Gerüstes.

Nach Fig. 664 und 665 ist das quadratische Ende des Gewichtshebels *h* in die Traverse *q* eingesteckt, auf deren Zapfen sich wieder die Stangen *t* stützen; die Drehungsaxe des Hebels ist mittelst der Stangen *a*

und Schrauben *c* an der Fussplatte des Ständers aufgehängt. Es genügen also zwei Gewichte.

In Fig. 656 bis 658 sind die Zapfen der mit Gewichten versehenen Hebel *h* auf eisernen Balken *b* gelagert und an den Enden der Hebel *h* die Traversen *q* aufgehängt, von welchen die zur Stütze der Lager dienenden Stangen *t* aufwärts gehen. Die Balken *o* stützen die Hebel *h*, wenn die Walzen ausgewechselt werden.

Fig. 681 und 682 endlich zeigen eine Ausgleichung, bei welcher ein einziges Gewicht *g* hinreicht; dasselbe ist durch kurze Stangen mit den Enden der zwei gegabelten Hebel *h* verbunden, welche mit Schienen *a* an der Fundamentplatte aufgehängt sind und durch die Stangen *t* die Lager der Oberwalze stützen.

Verbindung der Stellschraube mit den Gegengewichten. Bei dem Blechständer, Fig. 652, sind die Unterlager *b* der Oberwalze mittelst der Stangen *y* und der Traverse *x* an der Stellschraube *s* aufgehängt; der durch die Stücke *x*, *y* und *b* gebildete Rahmen wird also bei Drehung der Stellschraube gleichzeitig mit dieser auf- und niederbewegt und die Walze würde der Bewegung der Stellschraube auch ohne Gegengewichte folgen. Letztere, welche die Stangen *y*, daher die Lager *b* aufwärts drücken, und den Obertheil der Stangen *y* entlasten, haben nur den Zweck, die Drehung der Stellschraube zu erleichtern. Der beim Auswalzen gegen die Zapfen der Oberwalze ausgeübte Druck ist so gross als bei den früheren Construktionen.

Verminderung des Druckes gegen die Zapfen der Oberwalze. Der eben erwähnte Druck zwischen den Zapfen und den Oberlagern der Oberwalze ist gleich dem Druck des Eisens gegen die Walze, mehr dem von der Gewichtsausgleichung rührenden Druck nach oben, weniger dem Gewicht der Oberwalze. Der von der Gewichtsausgleichung rührende Antheil kann durch Anwendung der Construktion, Fig. 626 (S. 508), beseitigt werden. Statt auf den Schrauben *a* muss dabei das Oberlager auf den von den Hebeln der Gegengewichte herauflaufenden Stützen ruhen; die Schrauben *b* tragen die Oberwalze. Der Druck der Gewichtsausgleichung wirkt daher direkt auf das Oberlager; beim Auswalzen ist die Pressung zwischen Zapfen und Oberlagern nur gleich dem Druck des Eisens weniger dem Gewicht der Oberwalze.

Bewegung der Stellschraube.

Je nach den Dimensionen erfordert die Drehung der Stellschraube einen grösseren oder geringeren Kraftaufwand; diese Drehung muss aber,

wenn die Walzen während des Betriebes selbst gestellt werden, rasch von Statten gehen. Bei Blechwalzen ist ferner, damit das Blech durchaus constante Dicke erhalte, eine gleichzeitige Bewegung beider Stellschrauben um genau gleiche Grössen erforderlich.

Einzeldrehung der Stellschrauben. Die Drehung der Stellschraube erfolgt mittelst eines Schlüssels, der mit einem sechseckigen Auge versehen ist und auf das Ende der Spindel gesteckt wird. Um die selbstthätige Drehung zu hindern, wird hie und da eine Gegenmutter benützt, die mit einem angeschmiedeten Handgriffe versehen werden kann.

Bequemer ist die Anwendung eines Handrades *r*, Fig. 666 und 667, welches an der Stellschraube *s* befestigt wird. Bei hohen Ständern bedient man sich der in Fig. 691 und 692 angegebenen oder einer ähnlichen Einrichtung. An der Stellschraube *s* ist die Scheibe *r* befestigt, deren aufstehender Rand mit Einschnitten versehen ist. Ober dem Rade *r* befindet sich an der runden Spindel der drehbare Ring *a*, welcher durch eine niedrige Mutter *c* an seinem Platze erhalten wird; mit dem Ringe *a* ist der gegabelte Hebel *h* durch Drehzapfen verbunden; derselbe ist abwärts gebogen, um von den Arbeitern leichter gefasst werden zu können. Der Hebel *h* wird in der Richtung des Pfeiles bewegt, wobei sich die Stellschraube dreht; hierauf wird derselbe emporgehoben und so weit zurückbewegt, bis er in den nächstfolgenden Einschnitt *e* fällt, dann wieder weiter gedreht u. s. w.

Gleichzeitige Drehung mittelst Kuppelstange. Um beide Stellschrauben bei Blechwalzen gleichzeitig um den gleichen Winkel drehen zu können, pflegt man dieselben zu kuppeln.

Das einfachste Mittel dazu besteht darin, dass man die zur Bewegung der Schrauben dienenden Schlüssel durch eine Stange verbindet, welche parallel zur Walzenaxe liegt und deren Länge gleich ist dem Abstande der Stellschrauben; bei der Drehung bleibt die Stange stets parallel zu ihrer Stellung. Diese Vorrichtung ist jedoch für den Gebrauch unbequem und es kommt vor, dass beim Uebergange über die todten Punkte die beiden Schlüssel entgegengesetzte Drehung annehmen.

Stellvorrichtung mit Stirnrädern. Eine solche zeigt Fig. 690. Auf den Spindeln der beiden Stellschrauben eines Gerüstes sind grössere Zahnräder *a* aufgekeilt, welche wegen des dazwischen eingeschalteten Getriebes *b* sich nur mit gleicher Geschwindigkeit und in gleichem Sinne drehen können, und mittelst des Handrades *r* an der Axe von *b* bewegt werden. Da die Räder *a* sich mit den Stellschrauben heben und senken, besitzt das Getriebe *b* eine grössere Länge. Das Lager von *b* ist an einem die beiden Ständer verbindenden horizontalen Träger befestigt.

Dieser Mechanismus ist noch ziemlich oft, doch nur bei älteren Walzwerken anzutreffen, da er schwerfällig ist und keine genaue Stellung gestattet.

Stellvorrichtung mit conischen Rädern. Eine solche ist durch Fig. 686*) dargestellt. Auf den Köpfen der Stellschrauben s, s_1 sind die Kegelräder k, k_1 befestigt. Das oberste Ende der Stellschrauben bildet einen Zapfen, über welchen der unten verstärkte Muff n, n_1 geschoben und durch einen aufgeschraubten zweitheiligen Ring a befestigt wird. Die Schraube s kann sich daher drehen, ohne dass der Muff n an dieser Drehung theilnimmt. Der Obertheil der Muffe n, n_1 ist horizontal durchbohrt und darin die Spindel r gelagert; auf dieser sind die Getriebe b und b_1 fest, c dagegen lose. An der Nabe des Getriebes c und am anderen Ende der Spindel r sind leichte schmiedeeiserne Räder $h\,h_1$ mit langen, von den Arbeitern bequem zu erreichenden Speichen befestigt.

Wird das Rad h gedreht, so pflanzt sich die Drehung durch k und b auf die Spindel fort, welche daher mit dem Rade h entgegengesetzte Bewegung erhält; durch die Getriebe b_1 und k_1 erhält die Schraube s_1 die gleiche Drehung wie s. Wird das Rad h sammt c abgenommen und die Spindel r rechts geschoben, so können die Schrauben, um sie gegenseitig genau zu stellen, abgesondert bewegt werden, was mittelst Dorne erfolgt, die man in die Vertiefungen o der Räder $k\,k_1$ einsteckt.

Die gewählte Anordnung mit zwei Getrieben c und b hat nur den Zweck, das erstere c derselben, welches den beim Stellen ausgeübten Druck zuerst überträgt, möglichst nahe dem Handrade h zu bringen und die Welle zu stützen; sonst könnte c wegbleiben und wäre das Rad h fest mit der Spindel zu verbinden. — Oft wird in die Spindel r eine bewegliche Kupplung eingeschaltet, nach deren Lösung ohne sonstige Aenderung die Schrauben abgesondert bewegt werden können.

Stellvorrichtung mit Schraube ohne Ende. Diese zeigen Fig. 684 in der Seitenansicht und Fig. 685 im Grundrisse. Auf die beiden Stellschrauben s ist die aus 3 Theilen bestehende Gusseisenplatte a lose aufgeschoben, so dass sich die Spindeln darin drehen können. An den oberen Enden der letzteren sind die Zahnräder (Wurmräder) r befestigt, in welche die endlosen Schrauben (Schnecken) b eingreifen. Letztere befinden sich an der Spindel p, welche mittelst des Handrades h gedreht werden kann, wodurch die gleichzeitige Bewegung beider Stellschrauben erfolgt. Die Spindel p ruht in 3 Lagern, deren Befestigungsschrauben durch Verstärkungen c an den Rippen der Platte a gehen. Nach Lösung

*) Skizzenbuch von Wiebe, Heft 20.

einer in *p* eingeschalteten Zahnkupplung können die Schrauben durch das Handrad und die Kurbel *k* abgesondert bewegt werden.

Die Stellvorrichtung mit Schraube ohne Ende zeigt bei grösseren Dimensionen den Nachtheil, dass der gusseiserne Rahmen durch sein Gewicht die Schrauben zu biegen sucht und wegen des dadurch hervorgerufenen Seitendruckes die Reibung vergrössert, die Bewegung erschwert wird. Eine Abhilfe dagegen gewährt es, wenn man die zur Bewegung dienende Welle schräg legt, so dass das eine Ende derselben sich vor, das andere hinter dem zugehörigen Zahnrad befindet; die Gusseisenplatte erhält dann eine geänderte Form; die Schrauben müssen entgegengesetzte Windungen besitzen. Doch ist wegen dieser schrägen Stellung die Montirung eine schwierigere. Es empfiehlt sich daher, wie bei dem grossen Kesselblechwalzwerke in Neuberg die Welle in Ständern zu lagern, welche auf den Kappen der Walzenständer befestigt sind; nun müssen auch die Zahnräder bei Verstellung der Schrauben in gleicher Höhe bleiben, sie können daher auf diesen nicht festgekeilt, sondern nur mit Keilnuth aufgeschoben werden. Die Nabe jedes Zahnrades aber wird durch einen gleichfalls am Walzenständer festgeschraubten, die Drehung des Rades gestattenden Träger gestützt.

Bewegung der Stellschrauben durch Maschinenkraft. Da die Bewegung der eben beschriebenen Stellvorrichtung von Hand nur langsam von Statten geht und bei grossen Dimensionen bedeutenden Kraftaufwand erfordert, entschloss man sich bei dem Neuberger Blechwalzwerk, welches eben behufs rascherer Arbeit zum Vor- und Rückwärtswalzen eingerichtet ist (s. Walzwerke mit Umsteuerung), die Welle durch Dampfkraft zu bewegen. Zu diesem Zwecke ist auf der Kappe des Walzenständers eine ganz kleine von H. Geiser in Mariazell construirte Maschine mit einem Cylinder von nur 13 Cent. Durchmesser und ebenso viel Kolbenhub aufgestellt, deren Kurbelwelle mittelst einer auslösbaren Räderumsetzung die Welle der Stellvorrichtung bewegt und welche 150 bis 180 Umgänge pr. Minute verrichtet. Nebstdem ist an der Welle ein Handrad angebracht, mittelst dessen die zu Ende des Auswalzens erforderliche feinere Stellung, nach erfolgter Auslösung der kleinen Dampfmaschine, stattfindet. Sollte die Kurbel der letzteren am todten Punkte stehen bleiben, so wird mit dem Handrad nachgeholfen. Aus diesem Grunde besitzt der Dampfschieber keine Deckung und kein Voreilen, weil sonst der Schieber bei der erwähnten Kurbelstellung die Dampfkanäle deckt und die Bewegung von Hand wegen Compression des im Cylinder eingeschlossenen Dampfes erschwert würde. Das Maschinchen ist mit Stephenson'scher Coulissensteuerung ausgestattet, um auch die Rückdrehung der Schraube rasch und bequem auszuführen. Die Stellschraube hat 4 Cent. Steigung,

20 Cent. äusseren und 17 Cent. Spindeldurchmesser (bei 0·75^{m} Durchmesser und 2·55^{m} Länge der Walzen), die Schnecken sind zweigängig und ihr Umsetzungsverhältniss zu den Zahnrädern ist 1 : 36. Die Hebung der Schrauben beträgt 0·55 Millimeter bei einer Umdrehung der Maschine und das Doppelte bei einer Umdrehung des Handrades.

Auch bei anderen grossen Walzwerken findet man mechanisch bewegte Stellvorrichtungen; entweder dient dazu eine kleine seitwärts aufgestellte, ein- oder zweicylindrige Maschine mit Umsteuerung, oder eine von der Walzenwelle bewegte Riemen-Umsetzung mit offenem und gekreuztem Riemen, um wechselnde Drehung zu gestatten.

Ein- und Auslassvorrichtungen.

Vor den Walzen muss sich ein Apparat befinden, welcher das Einlassen des Stabes in die Kaliber erleichtert; hinter denselben ein Apparat, der den Stab gehörig fortleitet.

Walzentisch. Der Einlassapparat besteht aus einer Gusseisenplatte *p*, Fig. 683, der Walzenbank (Walzentisch), auf welcher das Ende des Stabes ruht, während derselbe zwischen die Walzen geschoben wird. Die Platte *p* wird mittelst abwärtsgehender Bolzen und eines durch dieselben getriebenen Keiles *c* an einer Schmiedeeisenstange befestigt, welche parallel zur Walzenaxe liegt und mit den Enden in die Vertiefungen *n* an den Ständern ragt. Ober und unter dieser Stange werden die Nuthen *n* durch Einlagen ausgefüllt. Für schweres Walzgut wird die Walzbank am äusseren Rande durch ein Paar vertikale Streben gestützt, hie und da auch an Platten festgeschraubt, welche an den Ständer angegossen sind. Das richtige Einlassen wird erleichtert, wenn man, gegenüber den Zwischenräumen der Kaliber, auf der Walzenbank vertikale Wände anbringt, welche an der den Arbeitern zugekehrten Seite zugeschärft sind. Dadurch entstehen Kanäle, welche den Stab in das Kaliber leiten.

Die den Zwischenräumen der Kaliber entsprechenden Aufgüsse an den Walzentischen sind besser durch abgesonderte schmiedeeiserne Blöcke zu ersetzen, welche sich auf dem dann gleichfalls aus Schmiedeeisen herzustellenden Walzentisch verstellen lassen, so dass der letztere für verschiedene calibrirte Walzen brauchbar wird. Fig. 687 zeigt den Grundriss eines solchen Walzentisches, welcher mit den Vorsprüngen *a* in den Einschnitten der Ständer verkeilt werden kann; *b* und *c* sind Schlitze, an welchen die Blöcke durch je zwei Schrauben befestigt werden. Die Seite *w* liegt zunächst den Walzen.

Handelt es sich blos darum, den Stab zu stützen, so werden an der Einlassseite horizontale Stäbe an beiden Walzenständern befestigt. Soll nebstdem das Verschieben des Stabes gegen die Ständer leichter von Statten gehen, so ersetzt man die genannten Stäbe durch lange Rollen mit horizontaler Axe. Bei englischen Walzwerken lässt man diese Rollen durch eine zwischen dem Lauf- und Kupplungszapfen an der Walze befestigte Scheibe mit Kette ohne Ende in Umdrehung versetzen.

Die Walzentische für schwere Stücke, welche in der Regel mit einer Hebevorrichtung versehen sind, werden in Form eines Rahmens hergestellt und für Bleche mit einer grösseren Zahl kleiner Rollen, für Stäbe mit mehreren hinter einander liegenden Rollen von gleicher Länge mit den Walzen versehen, welche wieder das Einführen des Walzstückes erleichtern (vergl. „Ueberhebvorrichtungen").

Einlässe für Feineisenwalzen. Bei diesen befinden sich drei Walzen in einem Gerüste, es sind daher zwei Walzenbänke an den entgegengesetzten Seiten des Gerüstes und in verschiedener Höhe nothwendig. Haben die Stäbe sehr kleine Dimensionen, so werden meistens genau gestellte Einlässe angewendet. Ein Beispiel für diese verschieden ausgeführten Apparate zeigen Fig. 700 in der Ansicht, 701 im Grundrisse und 699 im Querschnitte. In den Vertiefungen n der Ständersäule s ist der Rahmen p befestigt, welcher durch Platten i an beiden Enden mit einem zweiten Rahmen p_1 in Verbindung steht; p, i und p_1 bilden ein Gussstück. Durch die Schlitze der Rahmen p und p_1 werden Leitschienen (Backen) e gesteckt, welche mit entsprechenden Einschnitten versehen sind, so dass je zwei derselben eine Oeffnung frei lassen, deren Querschnitt mit dem des einzulassenden Stabes übereinstimmt. Die Leitschienen sind aus Hartguss (besser als aus Gussstahl, der sich rascher abnützt) und sehr genau anzufertigen, damit die Mündungen der Kanäle mit den auf einander folgenden Kalibern correspondiren. Die Dimensionen sollen schon im Gusse nahe richtig ausgeführt werden, weil das Ausfeilen schwierig ist, die Erweiterung der Oeffnungen in den Backen soll nicht zu stark sein, damit der Stab sicher eingeführt werden könne.

Wenn die Walzen zur Herstellung mehrerer Querschnitte dienen und jeder Stab daher nur einzelne von den Kalibern zu passiren hat, so befestigt man in den Schlitzen der Ständer eine Platte, auf welcher mehrere Büchsen verschiebbar und durch Schrauben festzustellen sind. In den Büchsen sind je zwei Backen eingelegt, welche den Einlass für ein Kaliber bilden.

Abstreifmeissel. An der Austrittsseite muss der Stab, wenn er

sich um eine der Walzen zu biegen sucht oder in den Kaliber-Einschnitten festgeklemmt hat, von der Walze fortgeleitet werden. Bei Anbringung der dazu dienenden Apparate ist zu berücksichtigen, dass der Stab sich um jene Walze zu biegen sucht, welche in den Kalibern kleineren Durchmesser besitzt, oder welche die Matrizen der Kaliber enthält.

Die Fortleitung der Stäbe erfolgt durch Abstreifmeissel *m*, Fig. 683; diese ruhen frei auf dem in den Nuthen *n* befestigten Stabe *o* und auf der Walze; sie bestehen aus Schmiedeeisen und sind der grösseren Dauer wegen an dem Ende, welches auf der Walze liegt, verstählt, oder ganz aus Stahl gefertigt.

Bei Luppenwalzen kommen in jedes Kaliber zwei Abstreifmeissel, von welchen die oberen nach Fig. 683 angeordnet, die unteren steiler geneigt sind und sich mit dem unteren Ende gegen die Nasen der Fundamentplatten stemmen.

Auch verwendet man Abstreifplatten aus Blech oder Gusseisen, welche die Walze nach ihrer ganzen Länge berühren, daher wegen der zwischen den Kalibern vorspringenden Ringe entsprechend ausgeschnitten sind.

Hat man eine Biegung des Stabes um beide Walzen zu besorgen, so müssen auch an beiden Abstreifer angebracht werden.

Abstreifmeissel für Blechwalzen. Bei Blechwalzen kann eine Aufbiegung des austretenden Bleches erfolgen, nicht nur wenn die Oberwalze durch Nachdrehen einen kleineren Durchmesser erhalten hat, sondern selbst bei grösserem Durchmesser der Oberwalze, wenn die Pakete kein durchaus gleichartiges Material enthalten oder das Blech ungleich erhitzt ist; daher werden hier öfters obere Abstreifmeissel angebracht. Dieselben können nach Fig. 693 (Querschnitt) und 694 (Vorderansicht ohne Walzen) angeordnet werden. Die 3 oder 4 Meissel *a* sind um eine Verbindungsschraube *v* der Ständer drehbar und werden durch zwei Schienen *s* verbunden, deren obere umgebogen ist und zwei Gewichte *g* trägt, welche die Meissel gegen die Oberwalze andrücken.

Der Abstreif-Apparat muss sich so weit aufwärts drehen lassen, dass man das Blech, nachdem es die Walzen passirt hat, unter den Meisseln auf die Oberwalze bringen und zurückgeben kann. Zu dem Behufe ist eine Stange *n* zu einem zweiarmigen Hebel geführt, von dessen anderem Ende eine von Hand zu bewegende Zugstange herabläuft. Die Axe des Hebels ist am Dachgebälke gelagert.

Beim neuen grossen Blechwalzwerke in Neuberg hat man die oberen Abstreifmeissel weggelassen, da diese, fest angedrückt, die Walze abschleifen, wenn sie dagegen nur lose anliegen, das Eindringen des Bleches nicht hindern und zu Klemmungen Veranlassung geben. Da die Walz-

werksmaschine mit Umsteuerung versehen ist und kein Schwungrad besitzt, kann man bei Aufbiegung des Bleches den Gang schnell hemmen.

Nebeneinrichtungen beim Walzbetriebe. Bei Bandeisenwalzen werden Vorrichtungen zum Abstreifen des Glühspans angebracht, indem man das Bandeisen vor dem Eintritte in die Walzen zwischen zwei von oben und unten angedrückten Schneiden durchzieht.

Noch mag hier bemerkt werden, dass oberhalb der Walzenstrasse eine Rinnen- oder Röhrenleitung vorhanden sein muss, durch welche Wasser zufliesst, dass mittelst Zweigröhren auf die Walzen und Zapfen geleitet werden kann, und erstere gegen zu starke Erhitzung durch die glühenden Walzstücke, letztere gegen dass Warmlaufen bewahrt.

Ueberhebvorrichtungen.

Zurückgeben leichterer Stücke. Dies erfolgt bei leichten Stäben ohne besondere Apparate von Hand, indem man die Stäbe mit einer Zange anfasst, und ober oder unter dem Walzenpaar zurück gibt; unter den Walzen dann, wenn die Stäbe kleinen Querschnitt besitzen und sich daher beim Austritt leicht nach unten zurückbiegen lassen.

Bei schwereren Stücken benützt man besondere mechanische Vorrichtungen. Für Stäbe sind Stangen und für Blech Gabeln, deren Zacken in einer Horizontalebene liegen, die einfachsten Apparate; sie werden hebelartig gebraucht und der Drehungspunkt an einer vom Dachgebälke herabhängenden Kette angebracht. Um auch die horizontale Bewegung der Stücke namentlich von einem Walzgerüste zum nebenliegenden zu erleichtern, wird die Kette oben mit der Axe einer Rolle verbunden, welche auf einer horizontalen, am Dachgerüste befestigten Schiene läuft.

Einrichtung der Ueberhebapparate. Bei den schwersten Stücken erhält der Walzentisch, wie schon früher bemerkt, die Form eines Gitters mit Rollen, auf welches das Walzstück nach dem Durchgang gelangt. Das Gitter wird sammt dem Walzstück durch Maschinenkraft um die Höhe der Oberwalze gehoben und das Stück auf letztere gestossen, um nach dem Herabfallen auf der anderen Seite von Neuem eingelassen zu werden.

Zweckmässiger ist es, auf beiden Seiten des Walzgerüstes bewegliche Gitter anzubringen, welche nach dem Durchgange gleichzeitig gehoben, und nachdem das Walzstück über die Oberwalze zurückgelangt ist, auch gleichzeitig wieder gesenkt werden. Das Herabfallen über die Höhe der Oberwalze kann nämlich für die Form des herzustellenden Gegenstandes nachtheilig sein und einen Bruch an dem Einlassapparat verursachen. Ist nur an der Austrittsseite ein Gitter vorhanden, so kann dasselbe bei

zu langsamer Senkung mit dem bereits von Neuem zwischen die Walzen eingelassenen Stab in Collision kommen.

Die Hebung und Senkung der Gitter erfolgt von Hand, durch eine Umsetzung von der Walzenwelle aus oder durch einen besonderen ober oder unter dem Walzgerüst oder auch seitwärts aufgestellten Dampfcylinder.

Walzentisch zum Ueberheben. Die Breite der Gitter ist gleich der Länge der Walzen, ihre Länge verschieden nach der Dimension der zur verarbeitenden Stücke. Bei geringerer Ausdehnung werden dieselben parallel zu ihrer Stellung gehoben und gesenkt, bei grösserer Länge bewegt sich nur das dem Walzgerüst zunächst liegende Ende, während das andere um eine horizontale Axe drehbar ist.

So zeigen Fig. 697 den Aufriss und Fig. 698 die Hälfte des Grundrisses eines für Kesselbleche dienenden Gitters. Dasselbe ruht einerseits auf zwei Schwingen *s*, ist anderseits durch Zapfen, welche in Nuthen an den Ständern laufen, vertikal geführt, und kann an diesem Ende gehoben oder gesenkt werden. In dem Gitter *g* sind eine Anzahl kleiner eiserner Rollen angebracht, welche in guter Schmiere erhalten werden. Lange Bleche sind durch die zwei Gitterstäbe, die bis zu den Schwingen *s* laufen, hinreichend gestützt; zwischen diesen beiden Stäben kann sich ein Arbeiter aufstellen und daher nahe zu den Walzen gelangen.

Hebung durch die Walzenwelle. Häufig werden die Ueberhebevorrichtungen für nicht sehr schwere Stücke durch die rotirenden Walzen selbst bewegt, wobei ein besonderer Dampfcylinder erspart ist, hingegen Kettenscheiben oder Hebel zur Uebertragung der Bewegung nothwendig sind. Einen einfachen Apparat dieser Art stellen Fig. 688 und 689 dar.*) Am Walzentische *p* sind bei *a* zwei Stangen *a c* drehbar befestigt, welche wieder bei *c* ihre festen Drehungspunkte haben. Das den Walzen näher liegende Ende des Tisches *p* ist durch zwei Ketten *k* mit den Scheiben *s* verbunden. Bei Drehung der letzteren in der Richtung des Pfeiles werden die Ketten *k* aufgewickelt und zugleich gegen die Walzen hingezogen. Der Tisch *p* hebt sich daher sowohl an der den Walzen zugekehrten Seite als auch bei *a* und gelangt in eine gegen die Oberfläche der Oberwalze nur wenig ansteigende Lage. Die Scheiben *s* befinden sich an einer Welle *w*, deren Lager an den Ständern befestigt sind. Am Ende der Welle *w* sitzt eine Scheibe *t*, am Kupplungszapfen der Oberwalze eine zweite *u*; an der ersteren ist ein Seil befestigt, welches über *u* einmal herumgeschlungen ist. Wird das Seilende *n* hinreichend an-

*) Tunner im Berg- und Hütt. Jahrb. der k. k. Montanlehranstalten u. s. w., 9. Bd., S. 188.

gezogen, wozu kein grosser Kraftaufwand nothwendig ist, so entsteht zwischen der Scheibe *u* und dem Seile eine Reibung, welche hinreicht, um das Seil mitzunehmen, folglich die Drehung der Scheibe *t* zu bewirken. Bei Verminderung des Zuges bleibt der Walzentisch in gehobener Stellung, bei gänzlichem Nachlassen sinkt derselbe wieder herab, welche Bewegung durch das Gewicht *g*, Fig. 688, dessen Seil an der Scheibe *v* fest ist, befördert wird. Der beschriebene Walzentisch beansprucht weniger Raum als der in Fig. 697 dargestellte. Bei langen Walzstücken müssen jedoch, wenn der Tisch geringe Dimensionen hat, einige Arbeiter mit Tragstangen zu Hilfe kommen.

Aehnlich ist die Einrichtung für einen Walzentisch von der Form Fig. 697; an Stelle der spiralförmigen Scheiben *s*, Fig. 689, treten dabei runde, das Gegengewicht *g* fällt weg oder wird umgekehrt zur Erleichterung der Hebung angeordnet. Man bringt auch eine Widerlage an, welche den Hub des Gitters begrenzt, wobei aber durch zu starkes Spannen des Seilendes *n* Brüche erfolgen können. Ferner wird die Rolle *u*, Fig. 688, auf einem runden Ansatz des Walzenzapfens lose aufgeschoben, und mit Kupplungszähnen versehen, in welche ein mit der Walze sich drehender Muff eingerückt werden kann.

Der Nachtheil dieser Vorrichtungen ist ein starker Seilverschleiss; um denselben zu vermindern, soll die Rolle *u*, so lange nicht gewalzt wird, ausgekuppelt sein, ferner wegen der Erhitzung durch Wasser gekühlt werden und möglichst glatt bearbeitet sein.

Andere Apparate, durch Rädertransmission von den Walzen aus bewegt, gestatten die Hebung schwerer Stücke, fallen jedoch complizirt aus und sind besser durch Dampfcylinder zu ersetzen.

Ueberheben mit seitlich stehendem Dampfcylinder. Ein in dieser Art eingerichteter Hebapparat ergibt sich, indem man sich statt *s*, Fig. 689, wieder runde Kettenscheiben zur Aufhängung des Walzentisches, und von der Scheibe *t* eine Kette vertikal zur Kolbenstange eines auf den Fundamentplatten befestigten Dampfcylinders herabgeführt denkt, in dessen oberen Raum durch eine Handsteuerung Dampf ein- oder ausgelassen werden kann. Auch hier ist es zweckmässig, das Gewicht schwerer Tische durch ein Gegengewicht auszugleichen, welches an einer auf der Welle *w* befestigten Scheibe mittelst Kette aufgehängt wird.

Statt dieser Einrichtung findet man den Walzentisch auch an einem zweiarmigen Hebel aufgehängt, dessen anderes Ende mit der Dampfkolbenstange verbunden ist.

Dampfcylinder unter dem Walzgerüst. Eine Hebvorrichtung dieser Art, beim älteren Neuberger Kesselblechwalzwerk angewendet, deren Walzentisch oben beschriebeu wurde, ist durch Fig. 697 und 698

dargestellt.*) Es sind beiderseits vom Gerüst Walzentische angeordnet, durch Traversen t, und diese mittelst Stangen durch das Querhaupt q, welches mit der Kolbenstange des Dampfcylinders c verbunden ist, gestützt. Ein im Kasten k befindlicher Schieber dient zur Regulirung der Zu- und Abströmung des Dampfes unter dem Kolben. Die vertikalen Stangen, welche die Traversen t und q verbinden, gehen zwischen je zwei Führungsrollen durch, welche innerhalb der gusseisernen Untersätze n befestigt sind. Die letzteren enthalten zugleich die Stützpunkte für zwei Kettenscheiben r, deren Ketten einerseits an der Traverse q befestigt sind, anderseits die Gegengewichte p für die Gitter g tragen. In den Nuthen der Walzenständer sind Eisenstangen o (blos im Grundrisse ersichtlich) eingelegt, und daran Abstreifmeissel e festgeschraubt; das Gitter g ruht bei seiner tiefsten Stellung auf der Stange o, und die äussersten Rollen kommen dabei zwischen die Meissel e zu liegen. Auf der anderen Seite sind eben solche Meissel befestigt, welche dort das Blech zu den Walzen führen. Endlich sind drehbare obere Abstreifmeissel a durch zwei Stangen v mit dem Gitter verbunden, daher sie mit diesem zugleich gehoben oder gesenkt werden. Bei der in Fig. 697 gezeichneten höchsten Stellung kann das Blech vom Gitter g unter den Meisseln a auf die Oberwalze geschoben werden.

Dampfcylinder ober dem Walzgerüst. Diese von Borsig ausgeführte Anordnung zeigen Fig. 702 und 703.**) Die Walzenständer $s\,s$ haben die in Fig. 652 bis 654 angegebene Construktion. Am Obertheile derselben befinden sich die Ansätze z, mit seitlichen Nuthen versehen, in welche die vier Eisenstangen t, Fig. 703, eingelegt und durch Keile befestigt sind. Die Stangen t sind gegen einander geneigt, oben parallel, und werden durch beiderseits angelegte vernietete Platten p, q, r mit einander verbunden. Auf den Platten p ruht der I förmige Träger u, und auf diesem der Dampfcylinder c, dessen Kolbenstange oben durch das Lager e geführt wird. Letzteres ist auf zwei Stangen n aufgeschoben, welche die zwei Platten r verbinden, und kann genau gestellt werden, indem der mittlere Theil der Stangen n mit Schraubengewinden, und beiderseits vom Lager l mit Doppelmuttern versehen ist. Die Kolbenstange ist mit zwei Querarmen zwischen zwei Platten l eingenietet; an den Enden derselben sind ebenso zwei Zapfen befestigt, welche die Führungsrollen o und am äussersten Ende die 8 Zugstangen a tragen, an welchen die zwei Walzentische hängen. Mittelst einer Steuerung kann Dampf unter dem Kolben zu- oder abgeleitet werden. Die

*) „Erfahrungen“ 1855, S. 26.

**) Zeichnungen der „Hütte“ 1861, Taf. 18.

Walzentische haben die Form horizontaler Gitter, mit den üblichen Rollen versehen, und bewegen sich mit Rollen an Leisten z_1, Fig. 652, welche sich an den Aussenflächen der Ständer befinden. Ihre Lage ist stets horizontal, wodurch die Bewegung über die Oberwalze erleichtert wird.

Bei dieser Befestigung ist jedoch insbesondere der Dampfcylinder nachtheiligen starken Erschütterungen ausgesetzt. Geringer dürften dieselben bei der Vorrichtung, Fig. 695 und 696*), für ein Trio zum Schienenwalzen sein, welche indessen nur mit einem beweglichen Walzentisch p versehen ist. Dieser enthält zwei lange Rollen r und ist mittelst der Stangen t an der Traverse n aufgehängt, welche an der Kolbenstange des Dampfcylinders c befestigt ist. Die Traverse n und der Walzentisch p werden durch zwei mit dem Gerüste verbundene Stangen e geführt. Zwei Gewichte g gleichen die Last des Walzentisches aus. Bei dieser Vorrichtung ist der Raum vor den Walzen durch die Stangen u. s. w. etwas beengt. Das hintere Ende der Schienen muss durch die Arbeiter unterstützt werden, während das vordere auf den Rollen ruht.

Dreiwalzensystem (Trio).

Das Dreiwalzensystem ist für Mittel- und insbesondere für Feineisenwalzen schon seit längerer Zeit üblich, und kommt gegenwärtig auch für schwere Stücke immer mehr in Anwendung. Die Construktion der Ständer für Trio's wurde bereits früher angegeben.

Feineisenwalzwerke. Bei diesen handelt es sich blos um Abkürzung der Zeit zwischen zwei Durchgängen der dünnen, daher schnell erkaltenden Stäbe. Der Vorgang dabei wurde in der Einleitung S. 479 angegeben; die Hebung der Stäbe über die Höhe der Mittelwalze wird bei deren geringem Gewichte rasch und leicht von Hand ausgeführt.

Bei den Schnellwalzwerken, welche zur Erzeugung von Walzdraht, Nageleisen, feinem Band- und Rundeisen dienen, wird die Zeit zwischen zwei Durchgängen nicht nur durch Vermeidung des Zurückgebens, sondern auch dadurch abgekürzt, dass man den Stab nach dem Austritte aus einem Kaliber umbiegt und sofort in das nächstfolgende einführt, so dass derselbe gleichzeitig an 3 bis 5 Stellen gestreckt wird. Das erste Gerüst enthält 3 Walzen, und es wird der Stab, weil er noch geringe Länge besitzt, vor Einführung in ein neues Kaliber ganz durch

*) Annales des mines, 6. Reihe, 1. Bd., S. 382.

das vorige gezogen. Bei den übrigen Gerüsten ist abwechselnd die oberste und die unterste Walze weggelassen und durch eine Kupplungswelle ersetzt; die Drehung der Walzen ist also bei den auf einander folgenden Gerüsten eine entgegengesetzte. Das Stabende wird vom letzten Kaliber des ersten Gerüstes zum zweiten Gerüste, hierauf mehrmals zwischen dem zweiten und dritten hin und her, endlich vom dritten zum vierten und fünften Gerüste geführt.

Durch vertikale im Boden feste Eisenstangen, um welche man das Walzeisen herumzieht, werden die Bewegungen desselben regulirt und Verwicklungen vermieden, welche leichter eintreten, wenn man 3 Walzen in einem Gerüste zum gleichzeitigen Strecken des Stabes an mehreren Stellen benützt. Das Vorhandensein blos zweier Walzen in jedem Gerüste erleichtert auch deren Stellung. Von besonderer Wichtigkeit für die leichtere Ausführung der Arbeit ist es, die Walzen mit genau stellbaren Einlässen zu versehen.*) Die auszuwalzenden Stücke werden in derartigen Zeitabschnitten vom Schweissofen zugebracht, dass stets zwei derselben gleichzeitig in Arbeit sind.

Trio's für schwere Walzstücke. Bei den Trio's ist besser die mittlere als die Unterwalze mit der Betriebswelle zu kuppeln, weil im letzteren Falle beim Durchgange des Stabes zwischen Ober- und Mittelwalze die Krauseln die ganze Betriebskraft zu übertragen haben.

Das Trio ist die einfachste Einrichtung zur Ersparung des Zurückgebens der Stäbe, so dass es zu wundern ist, warum dieselbe nicht schon früher auch für schwere Walzstücke eine ausgedehntere Verbreitung gefunden hat. Die Ursache davon mag theilweise in den folgenden dem Dreiwalzensystem vorgeworfenen Nachtheilen liegen. Es ist bei diesem System stets noch eine Hebung des Stabes um die Höhe der Mittelwalze nothwendig, welche Zeit kostet und einen besonderen Hebeapparat nothwendig macht. Die Stellung der Walzen in vertikaler Richtung erfordert eine complizirtere Einrichtung, besonders wenn sie die Bedingung erfüllen soll, dass die Oberwalze beim Durchgange des Stabes zwischen beiden unteren Walzen keinen Druck erleide, und dass die Höhenänderung, wie bei Blechwalzen, während des Ganges möglich sein solle. Die Stellung in der Längenrichtung bei Walzen, welche offene Kaliber besitzen, ist schwierig, wozu der Umstand beiträgt, dass die Mittelwalze bei jedem Durchgange mit dem Stabe in Berührung kommt, daher stärker erhitzt und ausgedehnt wird als die beiden anderen; aus

*) Eine nähere Beschreibung dieser Walzmethode s. in Walter's Eisenhüttenkunde, deutsch von Hartmann, 1852, S. 190; dann im Jahrbuche der k. k. Montanlehranstalten, 1854, 4. Bd., S. 306.

diesem Grunde wird das Endkaliber mitunter auf einem abgesonderten Paar Walzen von geringer Länge angebracht. Endlich ist ein um die Hälfte grösserer Vorrath an Walzen nothwendig, weil in den drei Walzen nicht mehr Kaliber angebracht werden können als in den zweien des gewöhnlichen Systems.

Die theilweise Beseitigung dieser Uebelstände, welche nicht hindern, dass die Trio's gegenwärtig viel in Verwendung stehen, wird durch die folgend beschriebenen Modifikationen angestrebt.

Trio mit stellbarer Mittelwalze. Von Gillon und Dujardin wurde das in Fig. 711*) skizzirte Walzwerk mit drei Walzen erbaut, welches eine Stellung nicht nur der Oberwalze, sondern auch eine Höhenänderung der Mittelwalze gestattet, so dass darauf Produkte erzeugt werden können, deren Fabrikation eben eine Aenderung der Walzen-Entfernung verlangt, wie Bleche und Platten; durch Beigabe von Vertikalwalzen kann der Apparat auch in ein Universalwalzwerk umgestaltet werden. Die drei Walzen *o*, *m* und *u* erhalten in gewöhnlicher Art durch Krauseln ihre Bewegung. Das Gewicht der Oberwalze wird durch (in der Zeichnung weggelassene) Gegengewichte ausgeglichen, die Stützen dieser Ausgleichung wirken gegen die Unterlager der Oberwalze.

Die Mittelwalze ist durch Gegengewichte *k* gestützt, deren Hebel *h* senkrecht gegen die Walzenaxe gestellt sind; durch die beiden Lager der Unterwalze müssen also die Tragstangen beider Ausgleichungen durchgesteckt werden. Der weitere Aufgang der Mittelwalze ist dadurch begrenzt, dass ihr Lager an das der Oberwalze stösst.

Das von der linken Seite her zwischen Mittel- und Unterwalze aufgegebene Walzstück gelangt beim Austritt auf den bei *a* drehbaren, mit Rollen versehenen Walzentisch, der auf bekannte Art, z. B. mittelst Dampfkraft gehoben werden kann, um das Walzstück zwischen Ober- und Mittelwalze einzulassen.

Nun steht aber der Walzentisch durch Laschenketten *s* mit den Hebeln *h* in Verbindung; sowie daher der Tisch gehoben wird, steigen auch die Gewichte *k* empor, die Mittelwalze senkt sich so weit, bis ihr Lager an das der Unterwalze stösst, daher zwischen Ober- und Mittelwalze ein Durchgang von entsprechender Höhe frei wird. Während das Walzstück auf der linken Seite niedergeht, wird auch der Walzentisch gesenkt, wobei sich wieder unten der Durchgang öffnet u. s. w. Rückt man mittelst der Stellschraube die Oberwalze allmälig tiefer, so werden auch die Entfernungen der Mittelwalze von den angrenzenden bei den einzelnen Durchgängen immer kleiner.

*) Polyt. Centralblatt 1873, S. 1444.

Noch muss auch für entsprechende Hebung und Senkung der Ein- und Auslassvorrichtung gesorgt werden. An der Einlassseite befinden sich Leitplatten oder Schienen, welche an einem Rundstab *r* drehbar aufgeschoben sind und nebstdem auf einer Traverse *c* ruhen, welche an den Lagern der Mittelwalze befestigt ist und sich daher mit diesen auf- und niederbewegt; an der Auslassseite sind Abstreifmeissel angeordnet, welche sich wieder um den Rundstab *p* drehen können und mit dem anderen Ende auf der Mittelwalze selbst liegen, daher ebenfalls der Bewegung der letzteren folgen.

Für schwere Stücke lässt sich dabei ein doppelter Walzentisch zum Heben und Senken verwenden; die Bewegung der Mittelwalze kann auch unabhängig von den Walzentischen durch einen besonderen Apparat, z. B. einen Dampfmotor erfolgen. Es dürften sich der Anwendung der ganzen Einrichtung keine wesentlichen Hindernisse in den Weg stellen, und sie verdient bei ihrer Einfachheit alle Beachtung. Einem zu grossen Druck auf die Walzenzapfen kann in ähnlicher Art wie bei anderen Dreiwalzen-Systemen vorgebeugt werden, indem man zwischen deren Ober- und Unterlagern Eisenstücke einsetzt.

Nur ist gegen die Anordnung einzuwenden, dass bei Verbindung der Maschinenwelle mit der Mittelwalze die betreffende Kupplungswelle, welche die ganze Betriebskraft überträgt, ebenfalls an dem einen Ende gehoben und gesenkt werden muss. Aus diesem Grunde erscheint die Kupplung der Unterwalze, deren Höhe sich nicht ändert, mit der Betriebswelle zweckmässiger, wobei jedoch die Krauseln mehr in Anspruch genommen sind.

Amerikanische Trio's. Bei diesen*) wird entweder die Mittelwalze allein vertikal verschoben, oder dieselbe ist fix und die beiden anderen Walzen sind stellbar.

Im ersten Falle erfolgt die Bewegung durch zwei 15 Cent. starke Schraubenspindeln, welche sich unten gegen den Fuss des Ständers stemmen, beiderseits von den Walzenzapfen durch Bohrungen in den Lagern und in dem Ständerkopf gesteckt und oberhalb des letzteren mit aufgekeilten Zahnrädern versehen sind. Auf den Köpfen der Ständer liegt parallel zu den Walzen eine durch Riemen-Umsetzung von der Walzenwelle zu bewegende Spindel, an welcher sich zwei zwischen die erwähnten Zahnräder-Paare eingreifende Schrauben ohne Ende befinden. Das Ober- und Unterlager der Mittelwalze enthalten Muttergewinde für diese Stellschrauben, daher bei Drehung der letzteren die Mittelwalze gehoben oder gesenkt wird.

---

*) Habets in Revue universelle 1875, 37. Bd., 1. Heft.

Die Ein- und Auslassvorrichtungen für das Durchziehen des Stabes sind an den Lagern der Mittelwalze befestigt und bewegen sich mit derselben auf und nieder. Das Unterlager der Oberwalze ist an dem Oberlager aufgehängt, und dieses ruht auf den Stützen einer Gewichtsausgleichung.

Das beschriebene von Holley construirte System zeigt wieder den Nachtheil der veränderlichen Stellung der mit der Betriebswelle gekuppelten Mittelwalze. Man gibt daher in Amerika der Fritz'schen Anordnung den Vorzug, bei welcher die Lager der Mittelwalze auf Absätzen der Ständerfüsse ruhen, und gegen die Bewegung nach oben mittelst Druckstangen gesichert sind, welche durch die Lager der Oberwalze laufen und sich gegen den Ständerkopf stemmen. Ober- und Unterwalze sind mit Stellschrauben versehen, die Muttern für die Stellschrauben der Unterwalze befinden sich im Untertheil der Ständer, welche aus diesem Grunde die in Fig. 708 ersichtliche Form erhalten. Es ist nicht nur das Gewicht der Oberwalze, sondern, um den Druck gegen die Stellschraube der Unterwalze möglichst herabzusetzen, auch das Gewicht der letzteren (dieses jedoch selbstverständlich nicht vollkommen) ausgeglichen.

Hiemit ist der Vortheil erreicht, die Betriebswelle mit der Mittelwalze kuppeln zu können, ohne dass die Kupplung einer Aenderung der Höhenstellung unterliegt. Jedoch erfordert die angewendete gleichzeitige Bewegung aller 4 Stellschrauben eines Gerüstes eine ziemlich complizirte Umsetzung mit horizontalen und vertikalen Wellen, konischen und Stirnrädern, welche schwer in gutem Stande zu erhalten sein dürfte. Es wird übrigens diese Einrichtung nicht nur zum Vor-, sondern auch zum Fertigwalzen von Luppen und von Stahl benützt.

Selbstthätige Einlassvorrichtung von Fritz. Fig. 708 ist der Aufriss, Fig. 710 die Seitenansicht und Fig. 709 der Grundriss des Trio mit der Fritz'schen Hebe- und Einlassvorrichtung, welche an mehreren Orten Amerika's in Verwendung steht.*) Die zwei Walzentische *a* (deren einer im Grundriss weggelassen ist) bestehen aus je zwei hochkantig gestellten Platten mit vertikalen Armen, welche durch lange Hülsen und oben durch Rollen an Rundstangen *b* geführt werden; letztere sind in angegossenen Backen des Ständers befestigt und oben durch eine Traverse verbunden. Die zwei horizontalen Theile jedes Tisches sind durch mehrere **T** Eisen vereinigt, und zwischen je zweien der letzteren lange Rollen *r* gelagert, welche durch Zahnräder *z* bewegt werden und nur in gleichem Sinne rotiren können, da zwischen denselben die Getriebe *n*

*) Revue universelle 1875, 37. Bd., 1. Heft, S. 21.

eingeschaltet sind. Mit einer dieser Rollen ist das Keilrad c*) in Verbindung, welches bei der höchsten und niedersten Stellung des Walzentisches von den Keilrädern d beziehungsweise e bewegt wird. Die Räder d und e erhalten von dem Rad f, welches sich an einer festgelagerten Welle befindet, entgegengesetzte Drehung, indem die Uebertragung dieser Bewegung von f an ein Getriebe auf der Welle von e direkt, an die von d aber mit Zwischenrad erfolgt. Die Axen aller dieser Räder, ausgenommen von f, sind an einem um die Welle von f drehbaren Rahmen befestigt, welcher sich mittelst des Hebels h bewegen lässt. Anderseits vom Ständer befindet sich die gleiche Vorrichtung. Die Walzentische endlich lassen sich mittelst der Stangen k durch einen hydraulischen Krahn oder einen Dampfcylinder heben und senken.

Das Walzstück, ein Bessemer-Ingot, wird auf den linkseitigen von den beiden, in der tiefsten Stellung befindlichen Tischen gebracht und der Hebel h in der Richtung des Pfeiles gedreht, um die beiden unteren Keilräder e an c anzudrücken; dadurch gerathen sämmtliche Rollen beider Tische in gleiche Drehung, der Ingot wird durch dieselben in das Kaliber eingeführt und auf der anderen Seite geradlinig ausgezogen. Hebt man nun beide Tische in die höchste, gezeichnete Stellung, und bewegt die Hebel h in entgegengesetzter Richtung, so erhalten sämmtliche Rollen die umgekehrte Drehung, das Walzstück passirt das obere Kaliber und gelangt wieder auf den linkseitigen Tisch, um sofort gesenkt und wieder eingelassen zu werden. Die Rahmen, an welchen sich die Räder $d f e$ befinden, können auch behufs gleichzeitiger Drehung gekuppelt werden.

Nachdem zwei ober einander liegende Kaliber passirt sind, muss der Ingot um 90° gedreht und seitlich verschoben werden, um sich in die nächstfolgenden Kaliber einschieben zu lassen. Auch diese Operation erfolgt selbstthätig, und zwar während der Senkung des linkseitigen Walzentisches. Zu diesem Zwecke ist an der Sohle ein Schienengeleise angebracht, auf welchem mit 4 Rollen der Rahmen p, Fig. 709, läuft, der mittelst des hydraulischen Cylinders l bewegt werden kann. An demselben sind drei Platten q (s. auch Fig. 710) mit schräger Seitenfläche und oben mit eingeschraubten Zähnen versehen, befestigt. Dieselben sind so schmal, dass sie bei Senkung des Tisches zwischen dessen Rollen r und die T Eisen eintreten, und den sich gleichfalls senkenden Ingot nahe der einen unteren Kante stützen; der weitere Niedergang des

*) Ein Friktionsrad, an dessen Umfang kantige Furchen eingedreht sind, so dass dasselbe, gegen ein zweites, mit entsprechenden Vorsprüngen versehenes und in Drehung befindliches Rad gedrückt, von diesem mitgenommen wird. Die Vorsprünge treten in die Furchen, wodurch die Reibung vergrössert wird.

Walzentisches hat daher offenbar die Drehung des Ingot zur Folge, der schliesslich die Zähne verlässt und auf den schrägen Flächen von *q* herabgleitet. Hiemit ist zugleich die zur Einführung in das nächstfolgende Kaliber erforderliche Seitenverschiebung ausgeführt; sollte dieselbe nicht genügen, so hilft man durch Bewegung des Rahmens *p* mittelst des hydraulischen Cylinders *l* nach.

Trio von Lauth und Deby. Bei diesem wird wieder die Mittelwalze auf- und niederbewegt, sie ist jedoch als Schleppwalze ausgeführt und nimmt daher die entsprechende Drehung selbstthätig an. Der Vortheil ist dabei, dass die Mittelwalze geringeren Durchmesser erhalten kann, die Stäbe nach Passirung der unteren Kaliber weniger hoch zu heben sind. Um der Ober- und Unterwalze die gleiche Drehungsrichtung zu ertheilen, sind drei Krauseln erforderlich, deren mittleres jedoch ausser Verbindung mit der Mittelwalze steht und nur als Zwischenrad fungirt. Die Mittelwalze erhält nur einen ungefähr halb so grossen Durchmesser als die beiden anderen. Stellvorrichtung und Gewichtsausgleichung sind blos für die Oberwalze erforderlich. Die Mittelwalze nützt sich am schnellsten ab, kann jedoch bei ihrem geringen Durchmesser zwischen den Füssen der Ständer seitlich durchgezogen, daher rasch ausgewechselt werden.

Die beschriebene Einrichtung gilt für das Walzen starker Bleche. Bei mittleren und feinen Blechen sind Mittel- und Oberwalze Schleppwalzen; um eine Beschädigung derselben zu vermeiden, ist es zweckmässig, dass Gewicht der Oberwalze nicht vollständig auszugleichen, so dass sie für gewöhnlich in Berührung mit der Mittelwalze bleibt, und die Enden der letzteren auf 2 bis 3 Cent. Länge schwach konisch abzudrehen. Damit der Betrieb ungestört von Statten gehe, muss der Apparat sehr genau montirt und müssen besonders die Walzen sorgfältig ausgeführt sein. Polirwalzen werden zu vieren, eine Ober- und eine Unterwalze, dann zwei Mittelwalzen als Schleppwalzen, deren Durchmesser auch noch unter dem oben angeführten Maass genommen werden kann, angeordnet. In der Hütte Espérance bei Lüttich hat sich dieses Walzwerk, für mittlere und feine Bleche angewendet, sehr gut bewährt.*)

Dasselbe ist nach einem auf der Wiener-Weltausstellung zur Anschauung gebrachten Modell bestimmt, auch als Universalwalzwerk zu fungiren; dabei sind auf jeder Seite zwei Vertikalwalzen in verschiedener Höhe angebracht und mit den üblichen Stellvorrichtungen versehen; das eine Paar befindet sich in der Höhe der Oberfläche, das andere in der Höhe der Unterseite der Mittelwalze.

*) Nach Borgnet, Revue universelle 1875, 37. Bd., S. 649.

Walzwerke mit Wechseldrehung.

Gibt man den Walzen nach jedem Durchgange des Stabes die umgekehrte Drehung; so kann der letztere sogleich wieder in das folgende Kaliber eingeschoben werden, und es ergibt sich gegen das Trio der Vortheil, dass die Zeit zur Hebung über die Höhe der Mittelwalze erspart und ein Hebapparat entbehrlich wird, weil mit dem Stabe nur horizontale Bewegungen auszuführen sind.

Um die Drehungsrichtung abzuändern, wird zwischen Maschine und Walzen ein geeigneter Mechanismus mit Kupplungen eingeschaltet oder die Maschine mit Umsteuerung versehen. Die Schwierigkeit liegt in beiden Fällen darin, den sämmtlichen rotirenden Massen rasch genug die entgegengesetzte Bewegung zu ertheilen. Bei Anwendung einer Kupplung tritt bei Umkehr der Bewegung ein um so grösserer Stoss ein, je rascher die Drehung ist; eine Maschine mit Umsteuerung dagegen muss, wie später nachgewiesen, beträchtlich stärker und als Zwillingsmaschine ausgeführt werden. Der Effekt ist ein geringerer, da die rotirenden Massen, deren Bewegung umgekehrt wird, ungeachtet das Schwungrad nicht zu ihnen gehört, doch eine beträchtliche lebendige Kraft besitzen, welche nach jedem Durchgange des Walzstückes künstlich aufgezehrt und danach von der Maschine wieder hervorgerufen werden muss. In den genannten Punkten stehen diese Einrichtungen hinter jenen zurück, wo, wie beim Trio, die Umdrehungsrichtung constant bleibt. Dem Trio gebührt auch mit Rücksicht auf Zeitersparung der Vorzug stets dann, wenn man es mit Walzstücken von geringerem Gewichte zu thun hat.

Zu den Walzwerken mit Wechseldrehung sind noch zu rechnen die oszillirenden Walzen, dann die Walzwerke mit zwei abgesonderten Maschinen für Vor- und Rückwärtsgang.

Klauenkupplung. Fig. 707*) zeigt im Grundrisse die Anordnung einer Wechseldrehung mit Klauenkupplung (Reversirkupplung). Die untere Walzenwelle *a* liegt in der Verlängerung der Betriebswelle *o*, und parallel zu beiden die aus zwei Stücken bestehende Welle *b i*. Zwischen *a* und *o*, *b* und *i* sind Klauenkupplungen *k l* eingeschaltet, ferner ist *o* mit *i* durch zwei Stirnräder *d* und *e*, *a* mit *b* durch drei Stirnräder *f*, *g* und *h* verbunden, wovon *f* zugleich als unteres Krausel fungirt. Die losen Kupplungsmuffe endlich sind durch einen bei *q* drehbaren Hebel gekuppelt, welcher vom Kolben des Dampfcylinders *c* seine

*) Jahrbuch der k. k. Montanlehranstalten 1856, 6. Bd., S. 239; Revue universelle 1863, 13. Bd., S. 78.

Bewegung erhält, und dabei immer gleichzeitig die eine Kupplung aus- und die andere einrückt. Bei der gezeichneten Stellung wird die untere Walze von der Betriebswelle durch die Räder d, e, h, g, f bewegt; ist hingegen k ein- und l ausgerückt, so wird die Walzenwelle a direkt, jedoch entgegengesetzt zur vorigen Richtung gedreht, wobei die Räder leergehen. Nur bei grossen Walzwerken ist ein Dampfcylinder c nothwendig, während sonst die Bewegung von Hand erfolgt.

Einfacher ist die Anordnung der Umsteuerung des Plattenwalzwerkes von Dawes in Elsecar bei Barnsley, Fig. 706.*) An der von der Schwungradwelle durch Transmission bewegten Vorgelegewelle a befinden sich zwei fixe Räder $b\,c$; d ist ein Zwischenrad; die Räder $e\,f$ sind lose auf der Walzenwelle w und mit angegossenen Kupplungsmuffen versehen, g ist der auf einer Keilnuth verschiebbare lose Muff und h der Hebel zur Bewegung desselben. Ist der Muff g in f eingerückt, so treiben c, d und f die Walzenwelle, b und e laufen leer mit; wird der Muff in e eingerückt, so bewegen b und e die Welle w und $c\,d\,f$ laufen leer. Es genügt dabei ein einziger Kupplungsmuff. Jedoch muss bei einem Bruch des letzteren die Welle aus den Lagern gehoben und eines der Zahnräder abgenommen werden, um den Muff auszuwechseln.

Als zweckmässigste Umsteuerung mit Klauenkupplung wird die von Marell, Fig. 704*) bezeichnet. Dabei sind t die Betriebswelle, w die untere Walzenwelle, s ein Rad an derselben, $r\,r_1$ und $g\,g_1$ Getriebe. In den Spindeln der letzteren sind Klauenkupplungen $k\,k_1$ eingeschaltet. Die losen Kupplungsmuffe sind durch zwei Gabeln, welche sich an eine Hülse h anschliessen, mittelst eines kleinen Dampfcylinders d oder eines Handhebels gemeinschaftlich verschiebbar. Ist k_1 eingerückt, so erhält s durch t, g, g_1 und r_1 die gleiche Drehungsrichtung wie t; ist k_1 aus- und k eingerückt, so nimmt s durch t und r die entgegengesetzte Drehung an. Gibt man dem Rad s einen entsprechend kleineren Durchmesser als den Getrieben $r\,r_1$, so verrichten die Walzen eine grössere Zahl Umgänge als die Betriebswelle, deren Umdrehungszahl wegen der Stösse nur eine beschränkte sein kann. In dieser Hinsicht ist die beschriebene Anordnung vortheilhafter als die ähnliche, Fig. 707, bei welcher die Walzenwelle w, Fig. 704, sich an das Rad r anschliesst, daher ihre Umgangszahl nur so gross sein kann als die der Betriebswelle; nur werden im letzteren Falle die Zahnräder weniger abgearbeitet.

Wegen der Stösse, welche beim Verstellen der Kupplung eintreten,

---

*) Dingler's polyt. Journal 1867, 185. Bd., S. 268.

**) Rittinger, Mittheil. über die Pariser Ausstellung 1867, S. 57.

darf, wenn man gegen Unfälle gesichert sein will, die Umgangszahl der Wellen, an denen die Kupplungsmuffe sich befinden, nicht grösser als 25 sein, obgleich das Ein- und Ausrücken noch bei 80 Touren von Statten geht. Nebstdem müssen die vielen Zahnräder, welche eben am leichtesten zu einem Bruch Anlass geben, als Nachtheil bezeichnet werden.

Mittel gegen die Stösse. Zur Verhütung des Stosses beim Angriff der Klauen schlägt Reichenbach*) die aus Fig. 705 ersichtliche Einrichtung vor, welche für die mit einem Muffe versehene Kupplung Fig. 706 bestimmt, doch auch für solche mit 2 Muffen, Fig. 706 oder 707, verwendbar wäre. Der Kupplungsmuff *a* ist hohl und auf der Welle nicht mit Keilnuth verschiebbar, sondern ganz lose; an der Innenseite desselben befindet sich ein durch die ganze Länge des Hohlraumes fortlaufender und möglichst luftdicht an die Welle *o* passender Ansatz *b*, an der Welle dagegen ist ein Flügel *f* in einer Nuth verschiebbar, der sich luftdicht an die Innenwände des Cylinders und der Nuth anschliesst, und mit feinen Bohrungen versehen ist. Wenn der Muff in eines der bewegenden Zahnräder eingerückt ist, welches sich nach der Richtung des Pfeiles drehe, so nimmt der Ansatz *b* den Flügel *f* und die Welle *o* mit. Wird nun der Muff *a* in das zweite Rad eingerückt, so erhält derselbe die entgegengesetzte Drehung, und der Ansatz *b* muss die im Hohlraum vorhandene Luft durch die Bohrungen in *f* drücken; wegen der dabei stattfindenden Compression wird die Bewegung des Flügels *f* und der Welle allmälig aufgehalten und in die entgegengesetzte verwandelt, so dass das schliessliche Zusammentreffen von *b* und *f* ohne Stoss erfolgt. Der Flügel *f* muss solid in die Welle eingesetzt und letztere an der betreffenden Stelle verstärkt werden, der Muff wegen Einbringens des Flügels *f* zweitheilig sein.

Eine andere, den gleichen Zweck verfolgende Vorrichtung, Fig. 713, Federkupplung genannt, stammt von Head.**) Zwischen den beiden entgegengesetzt gedrehten Zahnrädern *e* und *f*, Fig. 706, ist dabei der Kupplungsmuff wieder auf einer Keilnuth verschiebbar; nächst den Naben der beiden Räder ist je eine dicke Platte *p*, Fig. 713, lose auf die Welle aufgesteckt, mit Löchern *a* versehen, in welche die Zähne des Muffes eingerückt werden können. In Vertiefungen am Umfang der Platten sind Federn *f*, aus je 44 Lamellen von 9 Cent. Breite und 0·8 Cent. Stärke bestehend, eingesetzt, welche mit dem äusseren, schwächeren Ende in Büchsen *b* greifen, die an der inneren Seite des Zahnkranzes *z* des treibenden Rades befestigt sind und entsprechend weit vorragen. Die

*) Engineer, Sept. 1872, S. 167; Polyt. Centralblatt 1872, S. 1466.

**) Polyt. Centralblatt 1873, S. 665.

Bewegung des Rades wird daher nur durch Vermittelung der Feder, ohne Stoss an die Platte p, den Kupplungsmuff und von diesem an die Welle übertragen. Sobald die Biegung der Federn die bestimmte Grenze erreicht, stossen Blöcke q, welche an den Zahnradarmen befestigt sind, gegen die Platte p und bewegen diese direkt, so dass die Biegung der Federn die erwähnte Grenze nicht überschreiten kann. Die Platten p bestehen aus zwei durch Schrauben verbundenen Theilen, lassen sich daher leicht von der Welle abnehmen und wieder aufsetzen, wie überhaupt die Vorrichtung dazu bestimmt ist, bei schon bestehenden Klauenkupplungen angebracht zu werden.

Stevenson's Friktionskupplung. Diese zeigt Fig. 714*) in einer von den beiden Hälften des Durchschnittes, welche zur Mittellinie $m n$ vollkommen symmetrisch sind, nur dass auf der rechten Seite die Stange a fehlt. An der Walzenwelle w befinden sich zwei Zahnräder z, welche wie früher entgegengesetzte Drehung erhalten und mit Metallfuttern lose aufgeschoben sind. Durch Ziehringe b ist die Seitenbewegung der Räder verhindert. Am Umfang der letzteren sind ausgedrehte Konuse c angegossen, welche mit den gleichfalls konischen Rändern des Muffes d correspondiren. Der Muff d ist durch den Keil e mit der Stange a verbunden, welche entweder mit dem Kolben eines hydraulischen Cylinders verbunden oder von dem Arm eines Hebels gabelartig umfasst wird, auf dessen zweiten Arm die Kolbenstange eines Dampfcylinders wirkt. Durch Verschiebung der Stange a nach der einen oder anderen Seite wird der Muff gegen das eine oder das andere Zahnrad gedrückt und nimmt die Bewegung des letzteren an, welche durch den Keil e an die Welle übertragen wird. Die Kegelflächen der Konuse sind steil gehalten, um einen allmäligen Angriff, ein Umsteuern ohne Stoss zu erzielen; die Konuse am Muff d bestehen aus einzelnen Segmenten, welche durch Schrauben an d befestigt sind und durch Anziehen von Stahlkeilen, welche sich zwischen den Segmenten und der Wand des Muffes befinden, im Maasse ihrer Abnützung nach aussen gerückt werden können. Die Naben der Zahnräder sind gegen den Muff d zu verlängert, wodurch der einseitigen Ausreibung derselben vorgebeugt wird. Der Keil e bewegt sich in einem Schlitz von entsprechender Länge in der Welle w.

Hydraulische Friktionskupplung von Kitson. Schon die vorige Kupplung ist eventuell auf Bewegung durch Wasserdruck eingerichtet. Bei anderen hydraulischen Friktionskupplungen wird die zum Mitnehmen erforderliche Reibung durch Aneinanderrücken flacher Scheiben oder Anziehen von Bremsbändern mittelst Wasserdruck erzielt. Von der ersteren

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 701.

Art ist die Kupplung von Kitson, wobei die Zähne durch die erwähnten flachen Scheiben ersetzt sind. Hieher gehört auch die (unter „Abgesonderte Maschinen für Vor- und Rückwärtsgang" beschriebene) von Daelen vorgeschlagene Construktion.

Kupplung mit Bremsband. Diese Friktionskupplung von Walker und Pflaum in Leeds*) zeigen Fig. 715 und 716. Die Maschinenwelle ertheilt wie gewöhnlich durch Umsetzung den Rädern *b* und *c* entgegengesetzte Drehung. Diese sind lose auf der Walzenwelle *w* aufgeschoben, während die mit cylindrischen Rändern versehene Scheibe *s* fest aufgekeilt ist. An den Rädern *b* und *c* sind zwei Bremskränze *k* befestigt, es wird daher die Welle *w* nach einer oder der anderen Richtung rotiren, je nachdem man den einen oder den anderen Bremskranz mit der Scheibe *s* in Verbindung setzt. Zur Herstellung dieser Verbindung dienen zwei Bremsbänder *d* und *e*, welche um die Kränze *k* gelegt, durch Schlitze der am Umfang von *s* befindlichen cylindrischen Wände gesteckt und mit den Büchsen *n* verbunden sind, welche sich dicht schliessend auf Cylindern verschieben, die aussen an *s* angegossen sind. In der Welle *w* sind zwei an der Stirnseite des Zapfens beginnende Bohrungen angebracht, welche durch Röhrchen mit dem Inneren der Büchsen *n* communiziren. Durch eine entsprechende Steuerung kann man in die Bohrungen Druckwasser aus einem Accumulator zu- oder ableiten, so dass das eine Bremsband gespannt wird, während das andere schlaff bleibt und durch einige zwischen *s* und *k* angebrachte Federn ausser Berührung mit dem Bremskranz erhalten wird. Ist z. B. das Band, welches den am Rad *b* befestigten Kranz *k* umfasst, gespannt, so wird durch letzteren das Band, durch dieses die Büchse *n*, mit welcher dasselbe verbunden ist, und die Scheibe *s* mitgenommen, daher die Welle *w* in gleichem Sinne mit *b* rotirt; das zweite Band läuft dabei leer auf dem anderen Kranz, der sich nebst dem Rad *c* in umgekehrter Richtung dreht. Wird das zweite Band gespannt, so dreht sich die Walzenwelle entgegengesetzt.

Diese Kupplung ist thatsächlich ausgeführt, u. A. mit der Modifikation, dass nebst der Büchse *n* auch der in derselben befindliche Kolben verschiebbar ist und gegen einen auf dem Bremskranz sitzenden Schlitten drückt; dadurch wird die Reibung bedeutend vermehrt. Der Durchmesser der Bremskränze ist z. B. gleich $2{\cdot}5^{m}$. — Als Vortheil wird hervorgehoben, dass die Umsteuerung ohne Stoss erfolge, weil die Bänder auf den Kränzen anfangs schleifen.

*) Dingler's polyt. Journal 1871, 200. Bd., S. 3; Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 667.

Kupplung mit Differentialbremse. Von Napier*) wurde die durch Fig. 723 und 724 im Längenschnitt und im Querschnitt nach CD dargestellte, auf dem Prinzip der Differentialbremse beruhende Kupplung ausgeführt. Sie besteht wieder aus zwei Rädern, welche in der gewöhnlichen Art entgegengesetzte Drehung erhalten; das Rad z ist auf der Walzenwelle w lose aufgeschoben, das andere, in der Zeichnung weggelassene Rad auf der Welle w_1 aufgekeilt, welche bei A an w stösst. Der Mitnehmer m ist fest auf w; um nun der Walzenwelle die eine oder die andere Drehung zu ertheilen, wird der Mitnehmer mit der Welle w_1 oder mit dem Zahnrad z in Verbindung gesetzt. Zu diesem Zwecke sind auf der verlängerten Nabe von z und am Ende der Welle w_1 Bremskränze $k\,k_1$ aufgekeilt, und um diese Bänder gelegt, welche mit den an dem Mitnehmer m festen Zapfen $o\,o_1$ in Verbindung stehen; wird das eine oder das andere Band angezogen, so ist mithin die gewünschte Verbindung hergestellt.

Zum Anziehen der Bänder dient der auf einer Keilnuth am Mitnehmer verschiebbare Ring r, an welchen sich zwei (punktirt angedeutete) Winkelhebel anschliessen, deren Drehungsaxen sich am Mitnehmer befinden, während ihre horizontalen Arme mit den Bremsbändern verbunden sind. Der Ring r kann durch eine in die Nuth desselben gelegte Gabel, an deren Welle sich ein Zahnsektor befindet, und eine in diesen eingreifende Schraube ohne Ende gegen die rechte oder linke Seite bewegt werden. Erfolgt z. B. die Verschiebung gegen die rechte Seite, so wird das links befindliche Bremsband, welches bei der gezeichneten Stellung den unteren Theil des Bremskranzes k umfasst, angezogen, daher der Mitnehmer und die Walzenwelle durch das Rad z gedreht, wobei sich der Ring r innerhalb der zu seiner Verschiebung dienenden Gabel, sowie das andere Bremsband mitdreht, und in dem letzteren der Kranz k_1 nebst w_1 leer nach umgekehrter Richtung rotirt. Bei Verschiebung des Ringes r nach der linken Seite dagegen wird der Mitnehmer von dem Bremskranz k_1 mittelst des zugehörigen Bandes, daher die Welle w in gleichem Sinne mit w_1 gedreht.

Die Anordnung der Bremse selbst zeigt der Durchschnitt Fig. 724, in welchem w die Welle, n die Nabe des Zahnrades z, k der Bremskranz und b das Bremsband ist. Letzteres steht durch zwei Gelenke $f\,g$ mit dem Block p in Verbindung, welcher einen Winkelhebel bildet, dessen Drehpunkt der am Mitnehmer m, Fig. 723, feste Zapfen o bildet. Zahnrad und Bremskranz rotiren in der Richtung des Pfeiles; wird nun auf die früher beschriebene Weise mittelst der Stange i das Bremsband-

*) R. R. Werner in der Zeitschrift deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 702.

ende aufwärts gedrückt, so entsteht dadurch eine Reibung desselben gegen den Kranz, es stellt sich in dem Gelenk *g* eine geringere, in *f* eine grössere Spannung her, welche in dem bekannten Verhältnisse stehen, und, da der Winkelhebel um *o* drehbar ist, sich selbstthätig so lange steigern, bis das Bremsband, daher auch die Welle mitgenommen wird.

Zwischen dem Block *p* und dem Bremskranz ist endlich noch der Backen *q* eingelegt, welcher von der Resultirenden der Spannungen in *f* und *g* an den Bremskranz gedrückt wird, daher wesentlich zur Vergrösserung der Reibung beiträgt und den Zapfen *o* von den genannten Spannungen entlastet, daher *o* nur den zur Uebertragung der Arbeit erforderlichen Druck fortpflanzt. Der Block *p* muss jedoch, damit dieser Zweck erreicht werde, mit etwas Spielraum auf dem Zapfen *o* sitzen.

Vom mechanischen Standpunkte aus ist diese Kupplung gut zu empfehlen; sie gewährt besonders den Vortheil, dass das Anziehen selbstthätig erfolgt. Nur anfangs muss man mittelst der Stellvorrichtung die Stange *i* aufwärts drücken, dann wird *i* selbstthätig nachgezogen, und man hat blos diesem Zuge durch fortgesetzte Bewegung der Stellvorrichtung so lange nachzugeben, bis das Mitnehmen erfolgt; von da ab bleibt der Apparat sich selbst überlassen. Sofern nur das Bremsband stark genug ist, um die Spannung auszuhalten, und der Reibungscoëfficient eine gewisse niedrige Grenze überschreitet, muss die Vorrichtung ihre Wirkung entfalten. Auch hier ist der Stoss beim Umsteuern vermieden.

Oszillirende Walzen. Schon vor längerer Zeit wurden derartige Walzen von Ellis*) zur Bearbeitung der Luppen in Anwendung gebracht. Es greift dabei nach Fig. 712 eine Zahnstange *z* in ein auf der unteren Walzenwelle befindliches Getriebe, und erhält durch Kurbel und Schubstange *s* von der Betriebswelle aus eine hin- und hergehende Bewegung, der eine wechselnde Drehung der durch Krauseln gekuppelten Walzen *a* und *b* entspricht. Wird statt der Kurbel eine Kurbelscheibe angebracht, auf welcher der Zapfen radial stellbar ist, so können Stücke von verschiedener schliesslicher Länge gewalzt werden.

Diese Art der Umkehrung vermeidet die Stösse, weil die Walzen dabei allmälig zur Ruhe und in die entgegengesetzte Drehung gelangen. Da jedoch der Schub der Zahnstange nach der Länge der fertigen Stäbe oder Bleche bemessen werden muss, so verstreicht Anfangs, wo das Walzstück noch kurz ist, zwischen zwei Durchgängen mehr Zeit als nothwendig; wird ferner das richtige Einlassen versäumt, so muss ein ganzer Hin- und Hergang abgewartet werden. Endlich ist der Apparat nur für

*) Berg- und hüttenm. Zeitung 1852, 11. Bd., S. 309.

Stücke von geringer Länge verwendbar, weil sonst der Kurbelmechanismus zu grosse Dimensionen erhält.

Aehnlich mit dem vorbeschriebenen, und nur darin verschieden, dass blos Sektoren eines Cylinders statt ganzer Walzen zur Anwendung kommen, sind die oszillirenden Walzwerke von Ramsbottom, welche zu Crewe in England zum Strecken von Bessemer-Ingots verwendet werden. Diese Walzwerke besitzen dreierlei Construktionen. Nach Fig. 720 und 721 stehen der untere Walzensektor *u* durch eine einfache, der obere *o* durch eine doppelte Schubstange mit dem Gleitstück *g* und durch dieses mit der Kolbenstange eines seitlich gelagerten Dampfcylinders in Verbindung, welcher von Hand so gesteuert wird, dass die Kolbenstange eine hin- und hergehende Bewegung erhält. Nach Fig. 727 ist an der Axe der unteren Walze *u* ein Zahnsegment aufgekeilt, welches mit der durch Rollen gestützten Zahnstange *z* in Eingriff steht; die letztere wird hier durch den Wasserdruck auf einen in dem Cylinder *c* eingeschlossenen Kolben bewegt. Die beiden Walzen besitzen an dem einen Ende, innerhalb der Ständer, Zahnkränze und sind auf diese Weise gekuppelt. Nach Fig. 722 endlich greift eine Zahnstange *z* zwischen Zahnkränze, welche an den Enden der Walzen angebracht sind. Auch hier ist die Zahnstange zwischen Rollen geführt.

Fig. 728 und 729 zeigen einen der Walzensektoren in der Seitenansicht und im Vertikalschnitt.

Walzwerke mit Umsteuerung. Bei diesen, welche auch den Namen Reversirwalzwerke führen, ist die Steuerung wie bei einer Fördermaschine derart stellbar, dass nach Belieben die der einen oder anderen Drehungsrichtung entsprechende Dampfvertheilung hervorgerufen werden kann. Nach jedem Durchgang des Walzstückes wird umgesteuert.

Da hiebei alle sich drehenden Maschinentheile ihre Bewegung umkehren müssen, so ist die erste Bedingung der Anwendbarkeit dieser Einrichtung, dass das Schwungrad wegbleibe, dessen lebendige Kraft die Umkehrung zu sehr erschweren würde, und hieraus folgt weiter die Nothwendigkeit, die Maschine mit zwei Dampfcylindern, als Zwillingsmaschine auszuführen, wobei die eine der beiden um 90° gegen einander verstellten Kurbeln stets der anderen über den todten Punkt hinweghilft. Der letztere Umstand gewährt auch den Vortheil, dass die Maschine aus jeder beliebigen Stellung leicht in Gang zu setzen ist, während eine eincylindrische Maschine stets derart zum Stillstand kommen muss, dass ihre Kurbel vom todten Punkt entfernt ist. Wegen Mangels des Schwungrades müssen solche Maschinen eine beträchtlich, unter Umständen 2 bis 3mal grössere Stärke erhalten als solche mit

einem Schwungrad, das beim Auswalzen Arbeit abgibt. Die Kupplung darf nur mit geraden Zähnen ausgeführt werden (vergl. S. 495).

Steuerung. Expansion ist nur in beschränktem Maasse anwendbar; der Füllungsgrad soll grösser als $^1/_2$ sein, da man sonst bei der Aussergangsetzung wieder an gewisse Kurbelstellungen gebunden ist. Findet die Absperrung vor dem halben Kolbenlauf statt, und kommt die Maschine zur Ruhe, wenn die eine Kurbel nahe dem todten Punkte ist, also der Schieber die Kanäle deckt, so befindet sich der andere Kolben nahe der Mitte seines Laufes, wo die Absperrung bereits eingetreten ist, die zugehörigen Kanäle also ebenfalls gedeckt sind. Der in den Schieberkasten eintretende Dampf kann daher in keinen der Cylinder gelangen, die Maschine nicht in Gang gesetzt werden. Bei variabler Expansion müsste dann die Steuerung erst auf Volldruck, danach wieder auf Expansion gestellt werden, was die Umsteuerung zu sehr verzögern würde.

Man empfiehlt aus einem ähnlichen Grunde, keine Compression des ausströmenden Dampfes und keinen Gegendampf eintreten zu lassen, also kein Voreilen anzuwenden. Compression und Gegendampf treten nämlich zu Ende des Kolbenlaufes ein und während derselben findet hinter dem Kolben Ausströmung statt. Kommt also die Maschine bei der früher angenommenen Stellung zum Stillstand, so hat die um 90° vom todten Punkt entfernte Kurbel nicht nur den sonstigen Widerstand, sondern auch den Druck des Gegendampfes an der zweiten Kurbel zu überwinden. Dagegen ist indessen zu bemerken, dass die betreffende Stellung der Kurbeln die Ueberwindung des genannten Druckes sehr erleichtert, und dass bei der Ingangsetzung das Eisen sich noch nicht zwischen den Walzen befindet, der sonstige Widerstand also gering ist.

Für die spezielle Anwendung zum Reversiren ist der wichtigste Theil der Maschine die Steuerung. Ihre Ausführung bietet den Uebelstand, dass der Schieber bei den beträchtlichen Dimensionen der Maschinen gross ausfällt, daher der mit der Umsteuerung verbundenen Verschiebung desselben ein bedeutender Reibungswiderstand entgegenwirkt, und doch die Umsteuerung möglichst rasch stattfinden soll. Eine Schieber-Entlastung würde dagegen abhelfen, allein es existirt noch keine genug dauerhafte Einrichtung dieser Art.

Man benutzt zur Umsteuerung die bekannten Mechanismen, besonders die Stephenson'sche oder Gooch'sche Coulisse. Von Hand lassen sich die Reversirhebel nicht bewegen, eine eingeschaltete Uebersetzung aber würde in dem Maasse, als sie den nothwendigen Kraftaufwand vermindert, die Dauer des Umsteuerns vergrössern. Man lässt daher den Reversirhebel durch die Kolbenstange eines kleinen Dampfcylinders bewegen, dessen Schieber von Hand gesteuert wird. Auf diese

Art erfolgt das totale Umlegen des Hebels rasch und leicht; als Mangel der Einrichtung ist jedoch zu bezeichnen, dass der Hebel nicht noch in anderen als den äussersten Positionen, z. B. in der mittleren festgestellt werden kann, auf welche Art sich der Gang der Maschine nöthigen Falles am schnellsten einstellen lässt, rascher als durch Sperrung der Admission, welche stets etwas mehr Zeit in Anspruch nimmt. Der kleine Dampfkolben ist nicht empfindlich genug, um mittelst des zugehörigen Schiebers gerade bis zum richtigen Punkt bewegt zu werden.

Um bei Verstellung der Steuerung einen Stoss zu vermeiden, sucht man die Bewegung des Steuerkolbens zu verlangsamen, indem man die Kolbenstange desselben mit einem Katarakt verbindet, d. i. mit einem zweiten mit Bohrungen versehenen Kolben, der in einem mit Oel oder Wasser gefüllten Cylinder spielt. Bei Bewegung desselben muss die Flüssigkeit die Oeffnungen im Kolben durchströmen, wodurch die Bewegung selbst verzögert wird. Ein durch Wasser- statt Dampfdruck betriebener Kolben zur Umsteuerung dürfte beiden obigen Zwecken entsprechen.

Von Rawlings wurde zur Umkehr der Bewegung ein drehbares Exzenter angewendet, welches sich derart verstellen lässt, dass es bei der einen Drehungsrichtung der Kurbel um denselben Winkel voreilt wie bei der anderen. Dasselbe ist auf einer besonderen hohlen Welle aufgekeilt, in deren Innerem sich steile Muttergewinde befinden. Mit diesen ist eine Spindel im Eingriff, welche sich stets mit der Kurbel dreht, doch in der Richtung ihrer eigenen Axe verschoben werden kann; diese Verschiebung hat eine relative Drehung der hohlen Welle, daher auch des Exzenters gegen die Kurbelwelle zur Folge.

Vor- und Nachtheile der Reversirmaschinen. Der Vergleich mit den Trio's wurde S. 536 angestellt. Gegen Reversirkupplungen zeigen die Maschinen mit Umsteuerung den entschiedenen Vorzug, dass die Hemmung der Bewegung durch einen vollkommen elastischen Körper, den Gegendampf, daher ohne Stoss erfolgt. Das Schwungrad fällt weg und dadurch ist der Reibungswiderstand, dann die Gefahr von Brüchen vermindert. Endlich sind auch die vielen Zahnräder erspart.

Diesen Vortheilen stehen jedoch mehrere wesentliche Nachtheile gegenüber. Die Anlage der Maschine ist ungeachtet der Ersparung des Schwungrades kostspieliger, da die Stärke derselben bedeutend grösser sein muss und nebstdem das Zwillingssystem angewendet ist. Der Dampfverbrauch wird, auch abgesehen von der wechselnden Bewegung, bedeutend, da der Gesammtumfang der beiden Kolben und die Zahl der Dichtungen, daher der Dampfverlust grösser ist als bei der eincylindrigen Maschine, auch lässt sich Expansion nur in beschränktem Maasse anwenden.

Endlich verursacht die Umsteuerung die berührten Anstände und geht doch etwas langsamer von Statten als bei den anderen Arten der Wechseldrehung.

Man schenkt daher in neuerer Zeit der Verbesserung der Reversirkupplungen wieder grösseres Augenmerk, und ist eine solche gefunden, welche dem Zwecke vollkommen entspricht, so dürften die gegenwärtig ziemlich vorwaltenden Reversirmaschinen wieder in den Hintergrund gedrängt werden.

Abgesonderte Maschinen für den Vor- und Rückwärtsgang. Nach R. M. Daelen*) erfolgt bei Walzwerken mit nur 1 oder 2 Gerüsten, z. B. für schwere Bleche, die Umsteuerung der Walzen am einfachsten durch zwei abgesonderte, mit Schwungrädern versehene Maschinen, welche entgegengesetzte Drehungsrichtung besitzen und an beiden Enden der Walzenstrasse aufgestellt werden. Zwischen den Maschinen und der Walzenwelle sind einfache Kupplungen eingeschaltet und durch eine unter der Sohle liegende Transmission verbunden, so dass nach jedem Durchgange die eine Kupplung ein- und gleichzeitig die andere ausgerückt werden kann; die Maschinen treiben daher, jede für sich allein, die Walzen nach entgegengesetzten Richtungen. Es ist dabei die Umsteuerung erspart. Auch kann eine der Maschinen allein benutzt werden, um bei Reparatur der zweiten das Walzwerk zu betreiben, wobei allerdings nach jedem Durchgange ein Ueberheben nothwendig wird. Um die Stösse beim Ein- und Ausrücken zu vermeiden, empfiehlt Daelen die in Fig. 730 skizzirte hydraulische Kupplung, welche die früher erwähnte Transmission zur Verbindung beider Kupplungen entbehrlich macht. Auf der treibenden Welle *a* ist die Scheibe *b* aufgekeilt, auf der Walzenwelle *c*, welche am Ende die Querschnittsform der Brechspindeln erhalten kann, die Scheibe *d* der Länge nach verschiebbar; am Umfange von *d* ist der Ring *e* durch eine Anzahl Schrauben befestigt und eine Dichtung gegen die Scheibe *b* eingeschaltet. Durch eine axiale Bohrung mit seitlicher Abzweigung in der Welle *a* kann man Druckwasser in den Zwischenraum beider Scheiben ein- oder daraus ableiten; im ersten Falle presst das Wasser durch seinen Druck gegen die Scheibe *d* den Ring *e* an den Umfang der Scheibe *b*, welche in Folge dessen die Walzenwelle *c* mitnimmt. Fig. 731 zeigt den Umfang der Scheiben *b* und *d* in $^1/_4$ Naturgrösse; der Kautschukring *k*, welcher zwischen *d* und dem Ring *e* eingeklemmt ist, stellt die Dichtung her, indem er vom Wasser gegen *b* gedrückt wird.

Zur Einleitung des Druckwassers in die Bohrung der Schwungrad-

*) Zeitschrift deutscher Ingenieure 1875, 19. Bd., 2. Heft, S. 97.

welle kann die Kurbel radial, deren Zapfen axial durchbohrt und an letzteren ein nach Art einer Gegenkurbel gebogenes Rohr angeschlossen werden, dessen Ende horizontal ist, in die verlängerte Axenrichtung der Kurbelwelle fällt und durch eine Stopfbüchse mit der festen Leitung des Druckwassers in Verbindung steht. — Durch eine Steuerung ist das Druckwasser der einen Kupplung zu- und gleichzeitig von der anderen abzuleiten.

Andere Einrichtungen zur Ersparung des Ueberhebens.

Das Gemeinsame dieser Einrichtungen ist, dass bei denselben mehr als ein Walzenpaar in Anwendung, das Zurückgeben des Stabes nach erfolgtem Durchgange jedoch vermieden ist. Die Walzenpaare rotiren nach entgegengesetzten oder nach gleichen Richtungen. Im ersten Falle sind zwei Walzenpaare ober, hinter oder neben einander, oder mehrere neben einander aufgestellt, im zweiten werden die Walzenpaare hinter einander angeordnet.

Zwei Walzenpaare in verschiedener Höhe. Zu Dowlais wurden zwei Walzenpaare mit entgegengesetzter Drehung in einem und demselben Ständer angeordnet, wie aus Fig. 717 bis 719 ersichtlich ist.*) Die Walzen *a*, *b*, *c*, *d* rotiren in der Richtung der Pfeile; der Stab passirt zuerst die Walzen *a b*, wird sodann gehoben und zwischen *c d* eingelassen. Die Unterwalzen *b d* haben keine Oberlager, die Lager der Oberwalzen ruhen auf schmiedeeisernen Balken *p*, welche einerseits durch Keile *k*, anderseits durch Schrauben *s* gestützt sind. Die Stellung der Walzen erfolgt mittelst der Schrauben *t*. Beide Walzenpaare zugleich werden nur für sehr lange und schwere Stücke gebraucht; bei kleineren ist blos das untere Walzenpaar in Betrieb.

Man sieht, dass die Walzarbeit sich nicht wesentlich von der bei einem Trio vorkommenden unterscheidet. Der Nachtheil gegen dieses ist der complicirtere Ständer und die wegen der verschiedenen Drehung nothwendige Rädertransmission; der Vortheil, dass keine Fehlkaliber nothwendig sind und dass die Walzen leicht gestellt werden können, welche Eigenschaft übrigens auch allen folgenden Einrichtungen, bei denen stets nur 2 Walzen ober einander liegen, zukommt.

Zwei Walzenpaare hinter einander. Bei den Brown'schen Walzwerken befinden sich zwei entgegengesetzt rotirende Walzenpaare in gleicher Höhe; jedem Kaliber des einen Paares steht ein quadratisches Kaliber von solcher Grösse in dem zweiten Paar gegenüber, dass der

*) Revue universelle 1862, 11. Bd., S. 14.

Stab mit Hülfe der Einlässe frei durch das quadratische in das Walzkaliber des zweiten Paares gelangt. Bei jedem Paare wechseln also die Walzkaliber mit diesen Fehlkalibern ab; die mit dem Stab auszuführende Bewegung reduzirt sich auf die seitliche Verschiebung von einem Kaliber zum nebenliegenden. Diese Einrichtung, früher nur für schwache Eisensorten benützt, wird auf den Britannia-Eisenwerken mit Vortheil zur Vollendung von auf einem While'schen Walzwerk vorgewalzten Schienen benützt.*) Der Stab wird zuerst durch das Fehlkaliber gesteckt; man könnte die Einrichtung umgekehrt treffen, den Stab zuerst in das Walzkaliber einlassen, dabei müssten jedoch die Meissel oder sonstigen Vorrichtungen zum Fortleiten des austretenden Stabes in dem beschränkten Raume zwischen beiden Walzenpaaren angebracht sein.

Dieselbe Einrichtung wurde von Taskin bei einem belgischen Werke mit Vortheil angewendet.**) Gegen die frühere besitzt sie den Vorzug, dass die Hebung der Stäbe wegfällt, dagegen sind wieder Fehlkaliber nothwendig.

Booth's Schnellwalzwerk. Der Einrichtung nach dem früheren ähnlich, doch nur zur Herstellung von Feineisen bestimmt, ist Booth's patentirtes Schnellwalzwerk***), welches in Fig. 725 skizzirt ist. Bei demselben sind je zwei Walzenpaare in geneigter Stellung an einem und demselben Gerüst angebracht. Der Stab wird z. B. bei a eingesteckt und gelangt von den Walzen weg in eine Röhre m, welche denselben unter dem zweiten Walzenpaare durchführt. Beim Austritt aus dem Rohre wird derselbe gefasst, um den Pflock b herumgezogen und bei o in das nächstfolgende Kaliber gebracht, um durch das Rohr n wieder unter dem ersten Walzenpaare durchzulaufen und sodann zu dem nächstfolgenden Gerüst zu gelangen u. s. w.

Zwei Walzenpaare neben einander. Diese Anordnung findet sich bei dem Walzwerk mit Collamineur von Cabrol†), welches Fig. 726 im Grundrisse darstellt. Der Apparat, ursprünglich zum Walzen der breitfüssigen und mit geringen Stärken ausgeführten Barlow-Rails bestimmt, lässt sich auch für Platten und andere schwere Gegenstände benützen. Die zwei Walzenpaare $a\,b$ ruhen zwischen drei Ständern s, s_1 und s_2, deren Fussplatten in gewöhnlicher Art zwischen Nasen der Grundplatten verkeilt sind, und wovon der mittlere s_1 beiden Walzenpaaren gemeinschaftlich ist. Die Betriebswelle ist o; bei o_1 befinden

*) Polyt. Centralblatt 1872, S. 218.
**) Revue universelle 1871, 29. Bd., S. 45.
***) Dingler's polyt. Journal 1870, 197. Bd., S. 9.
†) Tunner im Jahrb. der k. k. Montanlehranstalten 1856, 5. Bd., S. 35.

sich zwei Krauseln k, wodurch die Drehung auf die obere der Walzen b übertragen wird; l sind zwei mit den Walzen a gekuppelte Krauseln, deren unteres vom Getriebe m bewegt wird. Die zwei Walzenpaare erhalten daher entgegengesetzte Drehung. Die Krauseln bestehen der grösseren Festigkeit wegen aus Schmiedeeisen. Die Schienen werden nach der Richtung der Pfeile abwechselnd durch die Walzen a und b gezogen; zur horizontalen Verschiebung dienen zwei Collamineurs, auf welche der austretende Stab über den Walzentisch t oder t_1 gelangt.

Jeder Collamineur besteht aus einem schmiedeeisernen bei d offenen Kasten $c\,d$, welcher mittelst 4 Räder auf Schienen s verschiebbar ist. Ein Karren e läuft wieder auf Schienen, welche sich im Kasten $c\,d$ befinden; die Schublänge dieses Karrens e ist durch feste Vorlagen nach beiden Richtungen begrenzt. Das austretende Walzstück gelangt über zwei bei c angebrachte Rollen auf den Karren e, wird von dem auf $c\,d$ selbst stehenden Arbeiter gefasst und sammt dem Karren e längs $c\,d$ fortgeführt. Ist der Stab nicht länger als der Kasten $c\,d$, so bleibt der Arbeiter stehen und wird mit $c\,d$ zugleich vor das andere Walzenpaar gebracht.

Die Bewegung des Kastens $c\,d$ erfolgt durch einen entsprechend langen Dampf- oder Wassersäulencylinder w, der durch einen Wärter gesteuert wird. Für diesen dient eine an $c\,d$ befestigte Stange z, welche durch die feste Hülse h läuft, als Zeiger, um die Bewegung in dem Momente einzustellen, wo sich $c\,d$ vor dem Kaliber befindet, welches der Stab demnächst zu passiren hat.

Das nun folgende Einlassen wird dadurch erleichtert, dass die Rollen c sich sammt ihrer Unterlage durch einen mit Gegengewicht g versehenen Hebel emporheben lassen, dann, dass sich an der Langseite von $c\,d$ bei d ein aufragender mit Zähnen versehener Rand befindet, der Eisenstab durch einen zwischen den Zähnen eingelegten Hebel unterfangen und durch horizontale Drehung des letzteren den Walzen genähert oder davon entfernt werden kann. In der Verlängerung der Walzenwellen über o_1 hinaus ist noch ein Vorbereitungsgerüst angebracht, wobei die Walzstücke zwar über die Oberwalze zurückgegeben werden müssen, diese Arbeit jedoch durch eine Hebevorrichtung erleichtert ist.

Die Anordnung vereinigt die Vortheile des Wegfallens der Fehlkaliber und der Ueberhebvorrichtung; der Collamineur verkürzt die Zeit zwischen zwei Durchgängen. Es lässt sich dagegen nur bemerken, dass bei der grösseren erforderlichen Seitenverschiebung diese Zeit noch nicht auf das thunliche Minimum herabgedrückt ist, wie bei dem Brown'schen Walzwerk.

Mehrere Walzenpaare neben einander. Bei englischen Walzwerken

sind zur Herstellung von Barlowschienen 10 Walzenpaare, deren jedes nur ein Kaliber enthält, in zwei parallelen Reihen neben einander aufgestellt; die abwechselnden Paare erhalten entgegengesetzte Drehung, daher der Stab der Reihe nach alle Kaliber passirt, ohne übergehoben zu werden, indem er nach dem Austritt von einem Walzenpaare sofort in das gegenüberstehende der anderen Reihe, dann nach einer geringen Seitenverschiebung in das nächstfolgende eingelassen wird u. s. w. Die beiden Walzenstrassen erhalten dabei indessen eine beträchtliche Länge.

Mehrere Walzenpaare hinter einander. Denkt man sich soviel Walzenpaare, als der Stab Kaliber zu passiren hat, hinter einander aufgestellt, und in jedem nur ein Kaliber eingedreht, so kann der Stab in gerader Richtung durch die sämmtlichen Walzen passiren und wird aus dem letzten Paare mit dem gewünschten Querschnitt austreten. Durch entsprechende Leitungen muss derselbe von einem Paare zum anderen geführt werden.

Die Schwierigkeit besteht darin, den Walzenpaaren, welche sämmtlich nach gleicher Richtung rotiren, die richtige Umfangsgeschwindigkeit zu geben. Dreht sich ein Walzenpaar rascher als es die beiden angrenzenden erfordern, so wird der Stab vor diesem Paare zerrissen oder nach dem Austritt aus demselben gestaucht.

Dieses Hinderniss ist beseitigt, wenn man die Walzenpaare so weit von einander entfernt aufstellt, dass der Stab stets das eine verlassen hat, bevor er in das nächstfolgende eintritt. Durch Walzen mit fein cannelirter Aussenfläche und entsprechendem Profil, welche vertikale Axen besitzen und durch Transmission ihre Bewegung erhalten, könnte der Stab gefasst und in das folgende Horizontalwalzenpaar eingeführt werden. Für lange Stäbe indessen erhielte dabei das Walzwerk eine ungeheuere Längenausdehnung.

Unter Umständen wird es indessen möglich sein, durch entsprechende Stellung der Oberwalzen den Prozess nach der zuerst angegebenen Methode durchzuführen. Man bestimmt die Umfangsgeschwindigkeit der Walzen umgekehrt proportional dem Querschnitt der angenommenen Kaliber und ermittelt danach die erforderliche Transmission; von einer langen Welle aus kann die Bewegung mittelst Kegelräder auf die unteren Walzen der sämmtlichen Paare übertragen werden. Die Oberwalzen werden mit Gewichtsausgleichung und Stellvorrichtung versehen. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Stab sich zwischen zwei Walzenpaaren bewegt, ist von seinem Querschnitte, daher von der Kaliberöffnung oder von der Stellung des Paares, von welchem derselbe austritt, abhängig. Reissen nun die Stäbe in dem Raum zwischen

zwei Kalibern, so stellt man dasjenige, aus welchem der Stab in den genannten Raum austritt, enger, so dass der Stab einen kleineren Querschnitt, folglich eine grössere Geschwindigkeit erhält; stauchen sie sich dagegen, so wird das der Stauchung vorangehende Kaliber weiter gestellt und dadurch die Austrittsgeschwindigkeit vermindert. Im Allgemeinen ist besonders ein Zug in dem Stab zu vermeiden und besser eine geringe Stauchung zu veranlassen. Man sieht, dass dabei das letzte Kaliber, aus welchem der Stab austritt, in ungeänderter Stellung bleibt, daher stets der gewünschte schliessliche Querschnitt erreicht wird. Muss das erste Kaliber so eng gestellt werden, dass der Stab nicht mehr in dasselbe eingeführt werden kann, so würde dies andeuten, dass zu wenig Kaliber vorhanden oder dass sie unrichtig construirt sind, was indessen bei Anwendung der für das gewöhnliche Walzwerk ermittelten Kalibrirung kaum zu erwarten wäre.

Ist diese Stellung durchgeführt, so setzt der weitere ungestörte Betrieb noch voraus, dass das Eisen gleichförmige Beschaffenheit besitze und mit möglichst gleicher Temperatur zum Verwalzen gebracht werde. Auch darf das Eisen nicht schiefern.

Bei den Walzwerken von While, deren eines auf den Britannia-Eisenwerken zu Middlesborough ausgeführt ist, erscheint das Prinzip der hinter einander stehenden Walzenpaare, allerdings nur in geringer Ausdehnung realisirt.*) Das genannte Walzwerk enthält drei Walzenpaare, das erste und letzte mit horizontalen, das mittlere mit vertikalen Axen, dasselbe dient zum Vorwalzen der Packete für Schienenerzeugung. Die beiden letzten Paare besitzen aufgerauhte Oberfläche, um das Stück gehörig anzufassen, in den Zwischenräumen sind gusseiserne Leitungen angebracht. Auch vor dem ersten Paare befinden sich zwei Walzen mit vertikaler Axe und cannelirter Aussenfläche, welche von der Transmission bewegt werden und das Packet in das erste Kaliber einführen.

Bei anderen englischen Walzwerken, zur Herstellung von Bandeisen dienend**), sind in einem gemeinschaftlichen Gerüste dreimal drei Walzen hinter einander aufgestellt; der Stab passirt unmittelbar nach einander drei Kaliber, und zwar mehrmals nach entgegengesetzten Richtungen zwischen Ober- und Mittel-, dann zwischen Mittel- und Unterwalzen.

Vollständig ist das continuirliche Walzen durchgeführt in einer Hütte zu Manchester, wo mehrere horizontale Walzenpaare auf einander folgen und zwischen je zweien derselben vertikale Paare angeordnet

*) Polyt. Centralblatt 1872, S. 217; aus Engineering 1871.

**) Revue universelle 1871, 29. Bd., S. 48.

sind. Der wesentlichste Nachtheil dieser zur Herstellung von Telegraphendrähten dienenden Anlage besteht in der complizirten Transmission, welche aus je einer langen Welle für die horizontalen und für die vertikalen Walzen, einer entsprechenden Zahl von Kegelräder- und von Krauselpaaren besteht; im Uebrigen ist die Produktion eine beträchtliche und zur Bedienung genügt 1 Mann.

Universalwalzwerke.

Prinzip. Denkt man sich zwei horizontale und zwei vertikale Walzen unmittelbar hinter einander angeordnet, und die beiden Walzen eines jeden Paares gegen einander stellbar, so ist klar, dass damit Stäbe von beliebigen rechteckigen Querschnitten erzeugt werden können, indem das horizontale Paar dem Stabe die richtige Höhe ertheilt, das vertikale die gewünschte Breite herstellt. Dieser von Daelen in Hörde erfundene Apparat heisst Universalwalzwerk und hat folgende Vortheile. Es wird dadurch der kostspielige Vorrath an Walzen erspart, der zur Erzeugung verschiedener Querschnittsformen, besonders bei Flacheisen von grösserer Breite nothwendig ist, weil für solches Eisen auf jeder Walze nur wenige Kaliber Platz haben; bei schmalen Platten und Kesselblechen ist der Abfall vermieden, welcher dadurch entsteht, dass diese Sorten beim Strecken mit gewöhnlichen cylindrischen Walzen ungerade Ränder erhalten, daher beschnitten werden müssen; endlich ist auch das zeitraubende durch die Verschiedenheit der herzustellenden Stäbe bedingte Auswechseln der Walzen beseitigt. Daher stehen an mehreren Orten Universalwalzwerke mit gutem Erfolge im Gebrauch.

Das Universalwalzwerk erfordert ein Vorbereitungsgerüst mit gewöhnlichen Walzen, welches das Eisen bis zu einem passenden Querschnitte ausstreckt. In der Regel geht der Stab zuerst durch die horizontalen, dann durch die vertikalen Walzen, welche dessen Ränder gerade richten; nach Einigen soll es besser sein, die Flachstäbe, da ihre Ränder von den Vertikalwalzen aufgestaucht werden, zuletzt zwischen den horizontalen durchgehen zu lassen. Die obere Horizontalwalze wird mit gewöhnlichen Stellschrauben und mit einer Gewichtsausgleichung versehen, und während des Betriebes der unteren immer mehr genähert. Die Entfernung der Vertikalwalzen wird vor Beginn des Walzens regulirt und bleibt sodann unverändert, nur bei den letzten Durchgängen des Stabes stellt man dieselben mitunter etwas näher zusammen.

Die vertikalen Walzen erhalten, wie es bei der geringeren Länge derselben zulässig ist, einen kleineren Durchmesser, um sie den horizontalen möglichst nahe stellen zu können, hingegen eine etwas grössere

Umfangsgeschwindigkeit als die letzteren, damit sich der Stab, welcher durch die horizontalen Walzen gestreckt wird, vor den vertikalen nicht staut. Die Länge der Vertikalwalzen richtet sich nach der verhältnissmässig kleinen Dicke der zum Verwalzen kommenden Stäbe. Wegen Befestigung derselben müssen die Ständer weiter auseinander gerückt werden, als es die von der Breite der Stäbe abhängige Länge der horizontalen Walzen fordert; an den cylindrischen Theil der letzteren schliessen sich daher beiderseits konische Fortsetzungen und an diese die Zapfen an.

Aeltere Einrichtung. Die ältere Einrichtung des Universalwalzwerkes zeigt Fig. 743. Darin sind *h* die durch Krauseln und Kupplungswellen bewegten Horizontalwalzen; die Vertikalwalzen werden von der Betriebswelle *o* durch die aus der Zeichnung ersichtliche Zahnräder-Umsetzung *a*, *b*, *c*, *d*, dann mittelst der Kupplungswellen *e* bewegt. Die Stellung der Vertikalwalzen erfolgt durch zwei auf den Stellschrauben befestigte Zahnräder *z*, welche durch ein auf einem festen Zapfen aufgeschobenes langes Getriebe mit Handkurkel *k* bewegt werden. Die Kupplungswellen *e* müssen wegen der Stellbarkeit der Vertikalwalzen eine grössere Länge erhalten, daher die ganze Transmission unter die Hüttensohle fällt und schwerer zu beaufsichtigen ist. Die folgenden Anordnungen sind aus diesem Grunde vorzuziehen.

Transmission ober dem Walzgerüst. Diese Anordnung eines Daelen'schen Universalwalzwerkes ist durch Fig. 744*) in der Längenansicht dargestellt. Darin sind *h* die horizontalen Walzen mit 0·48, *v* die vertikalen mit 0·40^{m} Durchmesser. Die Bewegung der ersteren erfolgt auf gewöhnliche Art durch Krauseln *a* und Kupplungswellen *b*. Das obere Krausel *a* greift in das vertikal darüber gelegte Rad *c* und dieses in das Getriebe *d*, dessen Welle in der Ebene der vertikalen Walzen liegt und in Angüssen der Ständer gelagert ist. Durch die Kupplungswelle *e* und die konischen Getriebe *f*, *g* werden die Wellen *i* bewegt, auf welchen die Vertikalwalzen *v* aufgeschoben und befestigt sind. Diese werden vom Stabe zuerst passirt; damit keine Stauchung eintritt, ist das Getriebe *d* lose auf der Welle und wird nur durch zwei Friktionsscheiben mitgenommen, welche am Rade gleiten können und daher den Vertikalwalzen *v* eine langsamere Bewegung gestatten. Damit die Getriebe *f* bei Stellung der Vertikalwalzen stets mit *g* in Eingriff bleiben, greifen die Wellen *i* mit Zapfen in Hälse, welche sich an den verlängerten Naben der Getriebe *f* befinden; die letzteren selbst sind auf einer Keilnuth verschiebbar.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1864, 8. Bd., S. 261.

Die Lager der Vertikalwalzen können sich in zwei an den Ständern befestigten Rahmen *r* horizontal bewegen. Die Stellung derselben erfolgt durch Drehung der gekröpften Spindeln *k* und der Schrauben ohne Ende *p* auf die im Horizontalschnitte, Fig. 734, detaillirte Art. Darin ist *r* der Rahmen, *l* ein Lager der Spindel *i*, das den Rahmen *r* oben und unten übergreift, *t* die Stellschraube, welche durch zwei Bolzen *s* mit dem Lager *l* verbunden ist, so dass dieses stets der horizontalen Verschiebung der Schraube *t* folgt. Letztere besitzt ihre Mutter im Ständer *s* und trägt am Ende das Zahnrad *o*, in welches die Gewinde der Schraube *p* greifen. Da sich an beiden Enden jeder Spindel *k*, Fig. 470, Schrauben *p* befinden, so werden stets beide Lager einer Walze gleichzeitig, diese daher parallel zu ihrer Stellung verschoben. An dem unteren Rahmen *r* sind auch einerseits der stellbare Einlass, anderseits Abstreifmeissel angebracht. Letztere können geringe Breite erhalten und je nach der Breite der Stäbe in grösserer oder geringerer Zahl eingelegt werden.

Transmission unter den Horizontalwalzen. Um die Kupplungswelle *e*, Fig. 744, zu ersparen, wird bei neueren Univeralwalzwerken die Transmission gewöhnlich nach Fig. 737 ausgeführt. Auf dem verlängerten Zapfen der unteren Horizontalwalze *h* ist ein Stirnrad *z* befestigt, welches mit einem zweiten z_1 in Eingriff steht; von der Welle des letzteren wird die Bewegung durch die konischen Getriebe *f*, *g* auf die Vertikalwalzen *v* übertragen.

Marell's Universalwalzwerk. Fig. 735 (Grundriss) und 736 (Aufriss) zeigen die beim Universalwalzwerk von Marell angewendete Stellvorrichtung für die Vertikalwalzen. In den Fuss des Ständers *s*, der genügende Breite besitzen muss, sind mittelst Schwalbenschwänzen zwei horizontale Rahmen *r* eingeschoben und verkeilt. In diesen gleiten die Lager der Vertikalwalzen *c*, welche durch zwei mit Keilnuth versehene, auf der Welle *a* aufgeschobene konische Räder *n* bewegt werden; die Welle *a* erhält ihre Drehung von dem äusseren Zapfen der unteren Horizontalwalze aus mittelst Zahnräderumsetzung *g*. An den Lagern jeder Vertikalwalze ist eine Platte *k* befestigt, welche einen am Getriebe *n* angegossenen Hals umfasst; durch gleichzeitige Drehung der Schrauben *b*, deren Muttern in den Ständerfuss *s* eingesetzt sind, wird daher die Walze parallel zu ihrer Stellung und gleichzeitig das Rad *n* verschoben, so dass letzteres stets im Eingriff bleibt. Die Drehung der Schrauben *b* aber erfolgt mittelst zweier an denselben festgekeilter Räder *d* und eines Getriebes *e*, an dessen Welle sich das Handrad *h* befindet; die Axe von *e* und *h* ist durch eine auf die Spindeln *b* lose aufgeschobene Traverse gestützt.

Das Walzwerk ist für Wechseldrehung eingerichtet (vergl. S. 537).

Wagner's Universalwalzwerk. Bei diesem*) werden beide Vertikalwalzen gleichzeitig bewegt. Die Lager derselben sind nach der Skizze Fig. 750 in Rahmen *a*, welche an den Ständern *s* befestigt werden, horizontal verschiebbar. An die unteren Lager schliessen sich Hülsen, auf welchen konische, zur Drehung der Walzen dienende Räder *n* lose aufgeschoben sind; die Bewegung wird von der unteren Horizontalwalze durch Zahnräder auf Zahnkränze übertragen, welche mit *n* aus einem Stück bestehen und der Verschiebung wegen grössere Breite besitzen. Die Verschiebung erfolgt durch Schraubenspindeln *f*, welche durch die oberen und unteren Lager, sowie durch die an letztere sich anschliessenden Hülsen gesteckt und mit entgegengesetzten Gewinden versehen sind, so dass deren Drehung eine gegenseitige Annäherung oder Entfernung der beiden Vertikalwalzen zur Folge hat. Zu dieser Drehung dienen das Handrad *g*, drei konische Räder und zwei Schrauben ohne Ende *i*, welche in Getriebe an den Schraubenspindeln greifen.

Die Vertikalwalzen sind ausserhalb der Ständer verlegt, die oberen Abstreifmeissel an den Lagern der Oberwalze befestigt, so dass sie sich mit dieser gleichzeitig bewegen und in unveränderter Stellung gegen die Walze bleiben. Die Auslassschienen dagegen begleiten die Vertikalwalzen auf ihrer Bewegung, endlich lassen sich die letzteren bis über die Ständer hinausschieben, so dass die ganze Bundlänge der Horizontalwalzen ausgenützt und auch breite Platten hergestellt werden können.

Universalwalzen mit stellbaren Kalibern. Macht man die Ringe von Kaliberwalzen verschiebbar, so erspart man die Vertikalwalzen und erhält eine zu gleichem Zwecke wie das Universalwalzwerk dienende Einrichtung. Auf sehr einfache Art ist dieser Zweck bei den Universalwalzen von B. Roy**) erreicht, welche Fig. 742 zeigt. *A B* sind die auf gewöhnlichen Ständern befestigten Walzen, deren obere auf die übliche Weise mit einer Gewichtsausgleichung versehen und mittelst Stellschrauben vertikal verschiebbar ist. An den Walzen sind Ringe *a b* von grösserem Durchmesser als jene angegossen, auf der Oberwalze Ringe *c c* aus grauem Gusseisen mittelst Keilnuth aufgeschoben. Die Räume zwischen der Unterfläche dieser Ringe und der Oberfläche der Walze *B* stellen zwei Kaliber dar, durch deren eines der Stab unter allmäliger Senkung der Oberwalze durchgezogen wird.

Die Breite der Ringe *c c*, welche an allen Seiten glatt appretirt

*) Ein in ziemlich grossen Dimensionen ausgeführtes Modell desselben, Geschenk des Construkteurs, befindet sich an der k. k. Bergakademie zu Leoben.

**) Revue universelle 1870, 27. Bd., S. 250.

sind, muss der Breite der zu erzeugenden Stäbe gleichkommen, es sind daher soviel solcher Ringe im Vorrath zu halten, als Sorten von Stäben verschiedener Breite erzeugt werden sollen.

Die Ringe *c c* werden durch zwei gleichfalls auf einer Keilnuth an der Unterwalze verschiebbare Muffe *m* an ihrem Platze erhalten; an den Enden des Walzenbundes sind Schraubengewinde, und auf diesen Muttern *p* mit Gegenmuttern angebracht, welche die Muffe *m*, daher die Ringe *c c* vor der Seitenverschiebung bewahren. Um die letzteren auszuwechseln, ist eine Entfernung der Walzen aus den Gerüsten nicht erforderlich, sondern es muss nur die Oberwalze etwas gehoben werden; die Ringe lassen sich sodann herabziehen, neue aufstecken und nach entsprechender Drehung der Muttern *p* und Verschiebung der Muffe *m* wieder am gehörigen Orte, an die Vorsprünge *a* anschliessend, fixiren.

Die Besorgniss, dass die verhältnissmässig schwachen Ringe *c* durch den Druck des Walzeisens zerbrechen, soll sich als unbegründet herausgestellt haben, indem z. B. Stahlstäbe von 3·5 Cent. im Quadrat bei einem einzigen Durchgange auf 3·8 Cent. Breite und 1·3 Cent. Dicke gestreckt wurden, ohne dass der Kaliberring, welcher 3·5 Cent. Dicke und 22 Cent. inneren Durchmesser hatte, gebrochen wäre.

Im Allgemeinen wird nur unter dem einen Ringe gewalzt; zur Vollendung sehr dünner Stäbe werden diese die letzten zwei Male unter dem zweiten Ringe durchgezogen, wo der Durchmesser der Unterwalze und des Ringes grösser, daher eine geringere Bewegung der Stellschraube erforderlich ist, auch das Kaliber eine etwas grössere Breite erhält.

Die Kosten selbst einer grösseren Zahl von Kaliberringen stellen sich noch immer bedeutend geringer als die Mehrauslage für ein Universalwalzwerk gegenüber einem gewöhnlichen. Als Vortheile der Einrichtung werden sonst noch hervorgehoben, dass die Kanten der Stäbe reiner als bei Anwendung von Vertikalwalzen und der Querschnitt genauer rechteckig ausfallen, dass insbesondere die Stäbe nicht aufschiefern, weil eine viel geringere Erweiterung der Kaliber erforderlich ist, als bei gewöhnlichen Walzen; dass ein dünner Stab herabgebogen, unter der unteren Walzen zurückgegeben und dadurch die Dauer des Walzens abgekürzt werden kann u. s. w.

Fundament.

Die unmittelbare Unterlage für die Ständer bildet eine nach der ganzen Länge der Walzenstrasse fortlaufende Platte, welche durch Ankerschrauben mit dem Fundament verbunden ist. Letzteres erfordert keine

besonders grosse Festigkeit und kein bedeutendes Gewicht, da der Druck des Eisens gegen die Walzen ganz, die Wirkung der Stösse beim Eintritte grösstentheils durch die Ständer aufgenommen wird. Nur die Transmission von der Walzenstrasse zur Kraftmaschine ist sehr solid, am besten auf Quadern zu fundiren.

Das Fundament der Walzenstrasse selbst wurde, damit es den Stössen besser Widerstand leiste, bei älteren Walzwerken durch ein zwischen Mauern eingeschlossenes Holzgerüst gebildet; später hat man zwischen Grundplatten und Fundamentmauer nur Balkenroste oder Bohlenlagen angebracht. Gegenwärtig lässt man auch diese meistens ganz weg, da das Holz der Fäulniss unterliegt.

Fundamentplatten. Die Grundplatte ist meist ein Rahmen, Fig. 760 und 761, welcher durch zwei Platten p und Stege q gebildet wird und aus mehreren zusammenstossenden Stücken besteht. Die Stege q sind zuweilen durch abwärts gekehrte Rippen verstärkt, deren Höhe von der Mitte gegen beide Enden abnimmt. Am äusseren Rande befinden sich Nasen, welche zur Verkeilung der Ständer dienen; die genaue Aufstellung der letzteren ist durch 1 bis 3 Meisselleisten ermöglicht, welche auf jeder Platte p fortlaufen. Besonders in neuerer Zeit betont man eine exakte Appretur der Platten sowohl als der Ständerfüsse als vortheilhaft. Bei der angegebenen Einrichtung können die Ständer parallel zur Walzenlinie verschoben und an jeder Stelle befestigt werden, was bei Anwendung von verschieden langen Walzen nothwendig ist. Die Platten p erhalten bei Feineisenstrassen 4 bis 5, bei den übrigen 5 bis 10 Cent. Stärke; grosse Blechwalzwerke erfordern insbesondere starke Grundplatten.

Fig. 648 zeigt die Fundamentplatte für den S. 514 beschriebenen Ständer eines Trio im Querschnitt. Eine für tiefliegende Unterwalzen geeignete Construktion ist durch Fig. 670 (vergl. S. 512) dargestellt.

Befestigung der Ständer und der Grundplatten. Gewöhnlich werden die Ständer zwischen den Nasen verkeilt; zu diesem Zwecke benützt man auch stellbare Keile, welche die Montirung wie auch die Lösung der Verbindung erleichtern. Eine derartige Construktion von R. M. Daelen*) zeigt Fig. 754; dabei erfolgt die Befestigung durch schräg abgeschnittene Einlagen e, welche durch Schrauben niedergedrückt werden. Ober den Schliesskeilen befinden sich gusseiserne Kästchen k, mit Holz gefüllt, dessen Elastizität die Schrauben gespannt erhält.

Nach Demselben soll aus gleichem Grunde auch ober dem Schliess-

*) Zeitschr. deutscher Ingenieure 1872, 16. Bd., S. 669.

keil der Anker *a*, Fig. 755, welche die Fundamentplatte befestigen, eine zwischen dem Kasten *b* und der Platte *c* befindliche Holzlage angebracht werden. Das auf diese Art abgeschlossene Holz wird der Fäulniss besser Widerstand leisten, um so mehr, wenn es, wie häufig der Fall, beständig unter Wasser steht.

Holzfundamente. Fig. 752 zeigt den Längen- und Fig. 753 den Querschnitt eines Holzfundamentes. Dasselbe ist von Bruchsteinmauerwerk eingeschlossen und besteht aus zwei Paaren von Langschwellen *a b*, von welchen die unteren auf Querschwellen *c* ruhen, die in das Mauerwerk eingreifen. Die Langschwellen *a* werden durch Säulen *d* und schiefe Streben *e* gestützt, welche am Kreuzungspunkte überblattet und verschraubt sind. Um die Langschwellen *a* gegen einander abzustreben, dienen Querriegel *q*, welche in der Fortsetzung des Gerüstes bei jeder zweiten Säule *d* zu je zweien unmittelbar neben einander gelegt sind. Die Schwellen *a* sind ferner durch horizontale Bolzen *n* unter sich, und durch Schrauben *p*, deren Muttern sich in Nischen *o* des Mauerwerkes befinden, mit den Schwellen *b* verbunden; letztere werden innerhalb der Nischen *o* durch Holzklötze *r* gestützt. Die Grundplatten der Walzgerüste endlich werden blos mit den Balken *a* verschraubt.

Das Fundament Fig. 751 hat eine ähnliche Construktion, doch ist das Gewicht des Mauerkörpers benützt, um die Stellung der Grundplatten unverrückbar zu machen, indem auf die unteren Langschwellen *b* Querbalken *q* aufgekämmt sind, welche das Mauerwerk untergreifen und mit den Grundplatten durch Bolzen verankert werden.

Gemauerte Fundamente. Diese werden hohl oder massiv hergestellt, und im letzteren Falle an der Oberfläche ein Kanal ausgespart, welcher unter den Grundplatten der Ständer fortläuft und das zur Kühlung der Walzen gebrauchte Wasser ableitet. Bei massiven Fundamenten sind die Schliesskeile der Ankerschrauben weniger leicht zugänglich. Die Mauerung kann mit Bruchsteinen oder Ziegeln, welche am besten in hydraulischen Mörtel zu legen sind, ausgeführt werden; zweckmässig ist es jedoch, wenigstens unter die Ständer-Grundplatten und über die Ankerplatten der Fundamentschrauben je eine Schicht Quadern zu legen. Die Tiefe der Fundamente beträgt 2 bis 3 Meter. Ist der Grund nicht fest, so muss derselbe durch eines der bekannten Mittel, wie Schwell-, Pilotenrost oder Bétonlage verstärkt werden.

Das massive Fundament Fig. 759 ist aus Ziegeln mit Cement hergestellt.

Häufiger trifft man Fundamente mit Höhlungen. So kann nach

Fig. 757*), welche das Fundament einer grossen Luppen- und Grobeisenstrasse mit 4 Walzgerüsten darstellt, ein Kanal *c* ausgespart werden, durch welchen die in den Nischen *n* befindlichen Schliesskeile zugänglich sind; *a* ist die Rinne zur Ableitung des Kühlwassers, *q* sind Quadern.

Wenn das Gewicht der Oberwalze ausgeglichen ist, so wird, um Platz für die Gegengewichte zu erhalten, die Höhlung *c* bis an die Oberfläche fortgesetzt, wie Fig. 756 zeigt, welche das Fundament eines Kesselblechwalzwerkes darstellt. Die Stangen für die Gegengewichte können übrigens auch durch Oeffnungen im Gewölbe gesteckt werden. Lässt man endlich nach Fig. 758 die Nischen *n* in den Kanal *c* münden, so sind wieder die Schliesskeile bequem zu erreichen.

Kraftmaschine.

Betrieb durch Wasserkraft. Steht Wasserkraft zu Gebote, so wird meistens eine Turbine dem Wasserrade vorzuziehen sein, weil dieses eine geringere Umgangszahl besitzt, daher eine grössere Umsetzung verlangt. Bei einer Turbine sind übrigens auch zwei conische Räder zur Uebertragung der Bewegung von der vertikalen Turbinenspindel auf die horizontale Walzenwelle erforderlich. Wegen Unverlässlichkeit der Wasserkraft wird deren Benützung eine immer seltenere; so findet man mehrfach Werke, die ursprünglich zum Betrieb durch diesen Motor bestimmt, ihre Wasserräder allmälig durch Dampfmaschinen ersetzt haben.

Walzwerksdampfmaschinen. Wird eine Dampfmaschine zum Betrieb benützt, so ist Einfachheit der Construktion jedenfalls von Vortheil. Daher sind liegende Maschinen bedeutend mehr verbreitet als stehende, und sie dürften auch in der Regel den Vorzug verdienen, wenn sich auch gewiegte Stimmen für die vertikale Anordnung aussprechen.

Aus diesem Grunde wurden die Maschinen bisher meist auch ohne Condensation ausgeführt, weil man mit dem durch Ueberhitze im Ueberflusse erzeugten Dampf zu sparen keine besondere Veranlassung hatte. Da aber durch die neueren Fortschritte vorzugsweise eine Beschleunigung des Walzprozesses erreicht, also weniger Hitzen zur Vollendung eines Stabes erfordert werden, so ist einleuchtend, dass nun auch weniger Ueberhitze disponibel ist, dass die für Dampferzeugung verwendbare Wärme mit der gesteigerten Produktion nicht mehr Schritt

*) Zeichnungen der „Hütte“ 1861, Taf. 160.

halten kann, und so beginnt man den auf Ersparung an Dampf abzielenden Mitteln, und zwar nebst der Expansion auch der Condensation seine Aufmerksamkeit zuzuwenden. Bei liegender Maschine empfiehlt sich*), um die Condensation anzubringen, am meisten die Anordnung, bei welcher die Kolbenstange der Luftpumpe direkt an der verlängerten Dampfkolbenstange befestigt ist, weil dabei wenig Raum benöthigt wird, das Ganze übersichtlich ist und die Condensationsvorrichtung leicht ausgekuppelt werden kann. Auf einigen Werken sind solche Maschinen im Betrieb.

Expansion ist schon seit längerer Zeit mit Rücksicht auf die ungleiche Betriebskraft, welche verschiedene Sorten von Produkten erfordern, häufig in Benützung. Nur bei Reversirmaschinen ist blos geringe oder keine Expansion anwendbar. Da constante Expansion keine wesentlich einfachere Einrichtung erfordert als variable, so empfiehlt sich die letztere, wenn auch die Arbeit des Auswalzens wenig veränderlich ist. Viel Verbreitung besitzt die Meyer'sche Expansion.

Auch wenn das Walzen eines und desselben Stabes bei gleichbleibender Umdrehungsvorrichtung erfolgt, wird öfters eine Umsteuerung, z. B. mit losem Exzenter, angebracht, um nach Bedarf auch nach entgegengesetzter Richtung walzen und um Walzstücke entfernen zu können, die sich etwa festgeklemmt haben. Für den letzten Zweck dient mitunter auch eine blose Handsteuerung, indem die Exzenterstange vom Zapfen des Hebels an der Steuerungswelle entfernt und der Schieber durch einen Handhebel bewegt werden kann.

Da es zweckmässig ist, mit wenig Transmission oder ganz ohne derselben auszukommen, steigert man thunlichst die Anzahl doppelter Kolbenläufe oder Umgänge der Kurbelwelle, was durch kurzen Hub und grosse Kolbengeschwindigkeit erreicht wird; so geht man namentlich bei Feineisen- und Schnellwalzwerken bis zu einer Kolbengeschwindigkeit von 3 bis 4^{m} pr. Sekunde und macht den Hub nur 1·2 bis 1·5 mal grösser als den Cylinder-Durchmesser.

Das Zwillingssystem bei anderen als Reversirmaschinen anzuwenden, wie es an manchen Orten der Fall ist, dürfte sich kaum empfehlen; es soll dabei ein kleineres Schwungrad genügen und ist die leichtere In- und Aussergangsetzung ein Vortheil, doch sprechen gegen dieses System die auf S. 545 auseinandergesetzten Gründe.

Am zweckmässigsten ist es, jede Walzenstrasse mit einer abgesonderten Dampfmaschine zu versehen.

---

*) Zeitschr. deutscher Ingenieure 1875 19. Bd., S. 597.

Betriebskraft. Die Grösse der Betriebskraft für die Walzwerke ist abhängig vom Querschnitte der zu erzeugenden Produkte, von der Umfangsgeschwindigkeit der Walzen, von der Länge der Pausen, welche zwischen den einzelnen Durchgängen des Stabes verstreichen, endlich von der Anzahl Durchgänge der Walzstücke, welche gleichzeitig stattfinden, indem ein Stück an einer oder mehreren Stellen, auch mehrere Stücke zugleich gestreckt werden können. Durch die letzteren gegenwärtig benützten Einrichtungen, überhaupt durch Abkürzung der Pausen, in Verbindung mit einer grösseren Umfangsgeschwindigkeit der Walzen wird die Produktion, aber auch die nothwendige Betriebskraft bedeutend grösser als bei den alten Walzwerken; je stärker die Kraftmaschine ist, desto höher steigt die Erzeugung in gegebener Zeit. Es können daher auch keine bestimmten Regeln für die der Kraftmaschine zu gebende Stärke angeführt werden. Bei folgenden Arten findet man die beigesetzten Umgangszahlen und Pferdekräfte.

Luppenwalzw.	mit	2—3	Gerüsten,	40—100	Umg.,	50—100	Pferdekr.
Grobeisenw.	„	3	„	40—100	„	40—100	„
Mittelstrecke	„	3—4	„	80—120	„	40—100	„
Feineisenw.	„	3—5	„	120—300	„	25—70	„
Schnellw.	„	5—7	„	300—500	„	80—180	„

Für Schwarzblech von 0·017 bis 5 Millim. Dicke ist der Walzendurchmesser 0·23 bis 0·34^m, die Umgangszahl 40, die Stärke 15 bis 20 Pferdekr. Für Kesselblech von 1·1^m Länge, 0·6^m Breite und 6 bis 10 Millim. Dicke, Walzend. 0·34 bis 0·6^m, 25 bis 35 Umdr., 60 bis 80 Pferdekräfte. Für Blech von 1·8^m Breite, Walzend. 0·65^m, 35 bis 40 Umg., 100 bis 150 Pf. Für Platten bis 2·5^m breit, 3 Cent. dick, 0·6 bis 0·75^m Walzend., 25 bis 30 Umg., 200 bis 300 Pf.

Reversirwalzwerke mit Zwillingsmaschine für Platten u. s. w. erhalten meist bei 1^m Cylinderdurchmesser, 1·3^m Hub, 3fache Umsetzung, Walzend. 0·65 bis 0·7^m, Umgänge 25 bis 30, 500 bis 600 Pferdekraft. Für Trüger von 30 Cent. Höhe: Cylinderd. 1^m, Hub 1·5^m, Umgänge der Walzen 50 bis 60, der Maschine 100 bis 120, 700 Pferdekraft.

Bei Schienenwalzen beträgt die Umgangszahl meist 80 bis 100, die Stärke der Maschine 200 bis 250 Pferdekraft, bei Anwendung einer Zwillingsmaschine ohne Schwungrad wenigstens das Doppelte.

Stühlen*) gibt statt der Anzahl Pferdekräfte die bei $2^1/_2$ bis 3 Atm. Ueberdruck nothwendigen Cylinderdurchmesser an, was für den

*) Ingenieurkalender, Essen 1875.

praktischen Gebrauch deshalb zweckmässig ist, weil die Angaben über die Betriebseffekte auf verschiedenen, nicht immer rationellen Grundlagen beruhen und daher keine volle Sicherheit darbieten. Derselbe theilt die Walzwerke folgendermassen ein:

a) Schnellwalzen für Draht, Nageleisen, feines Bandeisen;

b) Feinwalzen für Band- und Flacheisen bis 50 Mill. Breite, Rund- und Quadrateisen bis 33 Mill. Stärke und kleine Façoneisen;

c) Mittelwalzen für Band- und Flacheisen, 50 bis 150 Mill. breit, Rund- und Quadrateisen von 33 bis 75 Mill. Stärke, mittlere Façoneisen und Schneideeisen;

d) Schienenwalzen für Schienen, Rundeisen von 75 bis 150 Mill., Quadrateisen von 75 bis 130 Mill., Flacheisen bis 470 Mill. breit (Universalwalzwerk), grosse Winkeleisen und bis 180 Mill. hohe I-Eisen;

e) Grobwalzen für Rundeisen von 150 bis 250 Mill. Stärke, breites Flach- und schwerstes Façoneisen;

f) Kesselblechwalzen;

g) Sturzblechwalzen für Sturzblech von 2·5 bis 35 Kil. pr. Quadratmeter.

Für diese Arten gelten bei eincylindriger Maschine folgende Werthe:

	a	*b*	*c*	*d*
Walzendurchmesser .	0·21m	0·24—0·26	0·4	0·4—0·5
Umdrehungszahl . .	300—500	150—200	75—120	60—120
Walzgerüste	5—7	3—5	3—4	2—4
Kolbenhub	—	—	—	1·25
Kolbendurchmesser .	0·6—0·7m	0·5	0·5—0·6	0·6—0·8
Schwungradgewicht .	—	—	—	30000 Kil.
Schwungraddurchmesser	—	—	—	6—7·5m
Uebersetzung . . .	mit	mit od. ohne	ohne	ohne

	e	*f*	*g*
Walzendurchmesser .	0·6—0·7m	0·6	0·5
Umdrehungszahl . .	50—80	40—70	30—60
Walzgerüste	2—3	1—3	1—2
Kolbenhub	1·4—1·6m	1·4—1·6	1·4—1·6
Kolbendurchmesser .	0·8—1·05m	0·8—1·05	0·6—0·7
Schwungradgewicht .	30000 Kil.	30000	30000
Schwungraddurchmesser	7—10m	6·25—10	6·25—10
Uebersetzung . . .	ohne	ohne	ohne

Bandagen-Walzwerke.

Unter dieser Benennung versteht man die zur Herstellung der Tyres (Radreife, Bandagen) für Eisenbahnräder dienenden Walzwerke. Um den auszustreckenden Ring leicht und rasch auf die Walzen bringen zu können, wird eine der letzteren in der Regel auf dem freien Ende (dem Kopfe) der Welle befestigt, in welchem Falle der Apparat auch den Namen Kopfwalzwerk führt. Das Prinzip desselben zeigt Fig. 733; der Ring *r* wird an die Walze *a* geschoben, welche das der Aussenfläche des Tyre entsprechende Profil besitzt, fest gelagert ist und durch die Kraftmaschine ihre Bewegung erhält. Eine zweite Walze *b*, aussen cylindrisch, wird der ersten allmälig genähert und dadurch die successive Verminderung des Querschnittes erzielt. Nebstdem sind zwei ebenfalls mit entsprechend geformtem Umfange versehene Leitrollen *l* (Centrirrollen) angebracht, welche während des Auswalzens verstellt werden können und dem Tyre die entsprechende Rundung verleihen.

Die Walze *b* kann nicht durch Stellschrauben verschoben werden, da bei dieser Arbeit keine Pausen zwischen einzelnen Durchgängen vorkommen, sondern die Verstellung stattfinden muss, während der Ring sich zwischen den Walzen befindet, daher einen starken Druck erfordert; gewöhnlich wird dazu hydraulischer Druck benützt.

Die Walzen sind entweder horizontal, d. h. mit horizontaler Axe angeordnet, in welchem Falle ähnliche Einrichtungen wie bei einer gewöhnlichen Walzenstrecke (Ständer, Kupplungswellen u. s. w.) vorkommen, oder vertikal, wobei das Ganze eine wesentlich geänderte Einrichtung erhält. Die Maschinen für Kopfwalzwerke werden als Zwillingsmaschinen ohne Schwungrad mit 300 bis 400 Pferdekräften ausgeführt, da das Vorwalzen 1 bis 2 Minuten, und im Falle auch Fertigwalzen vorhanden sind, das Vollenden ebenso viel Zeit erfordert, daher die lebendige Kraft eines Schwungrades, welches beim Auswalzen effektiv mithelfen soll, sich zu bald erschöpfen würde.

Kopfwalzwerke mit horizontalen Walzen. Bei diesen ist ein Vorstreck- und ein Vollendgerüst in Anwendung; die Vorwalzen sind durch Krauseln gekuppelt, während beim Vollendgerüst die verschiebbare Walze Schleppwalze ist.

Fig. 732 zeigt das Neuberger Kopfwalzwerk im Grundrisse. Für dasselbe dient eine Zwillingsmaschine, welche alternativ das neue Blechwalzwerk betreibt, 0·64^m Cylinderdurchmesser, etwas über 1^m Hub besitzt und bei 6 Atm. Kesselspannung, Volldruck und 100 Touren pr. Minute

circa 600 Pferdekräfte entwickelt; zum Tyres-Walzen genügen indessen 4 Atm. Kesselspannung und $^1/_3$ Füllung. Die Maschine besitzt Coulissensteuerung; die Cylinder c sind auf gusseisernen Trägern aufgestellt.

Die Kurbelwelle a überträgt die Bewegung mittelst Zahnräder auf die Wellen w und w_1, deren erstere die Vorstreck-, die letztere die Vollendwalzen v und v_1 betreibt. Erstere sind durch Krauseln k gekuppelt. Die Umsetzung ist eine 4fache, daher die Walzen 25 Umgänge pr. Minute verrichten.

Zwischen beiden Walzenlinien sind der Accumulator und die Pumpe zur Speisung desselben aufgestellt.

Das Gerüst für die Vorstreck- und das für die Vollendwalzen sind ganz gleich construirt, nur dass bei ersterem die Centrirrollen nebst der zugehörigen Stellvorrichtung fehlen. Das Vollendgerüst zeigen Fig. 739 in der Ansicht, 740 im Grundrisse und 738 im Vertikalschnitt. Auf der mit Holz unterlegten Grundplatte p sind zwischen Nasen der Hauptständer q, ein schwächerer Ständer t und ein Träger v verkeilt. Die fixe Unterwalze u besitzt auf diesen drei Theilen Lager, die Lagerschalen der Oberwalze o sind mit schmiedeeisernen Bügeln an dem Rahmen r aufgehängt, der zur Führung dient; derselbe ist zwischen den Ständern q und t beweglich und steht durch die Stange c, Fig. 738, mit einem Kolben d in Verbindung, auf dessen Unterfläche beständig der hydraulische Druck wirkt. Ferner ist auf dem Rahmen r der Mönchkolben m befestigt, welcher in eine am Kopfe des Ständers q befindliche ausgebohrte Höhlung taucht. Durch das Rohr e, welches mit einer Ventilsteuerung versehen ist, kann Druckwasser zu- oder abgelassen werden. Im ersten Falle bewegt sich der Rahmen r und mit ihm die Oberwalze, dem Wasserdruck auf die kleine Kolbenfläche d entgegen, abwärts und übt den erforderlichen Druck auf den über die Walze u gelegten Tyre. Lässt man dagegen durch e das Wasser austreten, so hebt der Wasserdruck auf d den Rahmen r.

Die Centrirrollen l, Fig. 739 und 740, sind an eisernen Trägern n befestigt, welche sich um Axen drehen, die einerseits durch die Ständerfüsse gesteckt, anderseits durch Lager gestützt sind, welche auf v ruhen. An den Trägern n sind Zahnbögen befestigt, welche durch Schrauben ohne Ende mittelst der Handräder h gedreht werden können, wodurch eine geringe Annäherung oder Entfernung der Leitrollen von der Oberwalze hervorgebracht wird. Die Spindeln der Schrauben sind durch eine Räderumsetzung und die Welle w gekuppelt.

Tyres-Walzwerke mit vertikalen Axen. Diese besitzen grössere Verbreitung als solche mit horizontalen Axen. Sie werden in verschiedener

Art, mit abgesonderten Vor- und Vollendwalzen oder mit nur einem Walzenpaare, welches ein oder mehrere ober einander liegende Kaliber enthält, ferner mit gekuppelten oder Schleppwalzen ausgeführt. Die Vollendwalzen sollen, besonders wenn Radreife von verschiedenen Dimensionen herzustellen sind, jedenfalls Schleppwalzen sein, damit keine ungleiche Streckung der Aussen- und Innenseite des Tyre stattfinde.

Im Folgenden wird das zu Zeltweg bestehende Tyres-Walzwerk beschrieben, welches nur ein Walzenpaar, daher eine einfache Construktion besitzt, und auf welchem die mittelst Hornhammer verbreiteten Radreife bis zu einem um 4 Cent. unter dem schliesslichen stehenden Durchmesser gestreckt werden; zur Vollendung dient eine unten zu beschreibende Centrirmaschine, welcher Apparat durch eine Dampfmaschine viel kleinerer Dimension als ein Tyres-Walzwerk betrieben wird und daher die Arbeit mit bedeutend geringerem Dampfverbrauch auszuführen gestattet.

Das Zeltweger Tyres-Walzwerk*) ist auf Tafel 45 dargestellt. Fig. 762 ist der Längenschnitt, 763 der Grundriss, 764 die Ansicht von der linken Seite her und 769 der Querschnitt nach der Linie *A B* in Fig. 762.

Es sind *a* die feste, *b* die bewegliche Walze, welche gegen *a* verschoben und an den inneren Umfang des Tyre *c* gedrückt werden kann; *d d* die Centrirrollen, welche sich ebenfalls horizontal verschieben lassen; der Tyre liegt auf einer langen Rolle *e* und gekrümmten Schienen *f*, welche an der Unterlagsplatte befestigt sind.

Die Walze *a* wird durch eine unterhalb angebrachte liegende Dampfmaschine mittelst Kegelräder *g*, Fig. 764, betrieben. Um Tyres verschiedener Dimensionen herstellen zu können, ist die Walze *a* nach Fig. 765 aus einem scheibenförmigen Ober- und Untertheil und einem auswechselbaren Mittelstück zusammengesetzt. Diese drei Stücke werden von oben her auf die Welle aufgeschoben und durch je 6 runde Zapfen mit einander verbunden, schliesslich der Keil *k* eingetrieben, welcher in Einschnitte des Oberstückes greift und durch welchen die Walze von der sich drehenden Welle mitgenommen wird. Letztere läuft nach Fig. 763 zwischen drei Lagerschalen, welche in Einschnitte der Grundplatte eingelassen sind, und deren eine in Fig. 762 durchschnitten

---

*) Von dem Verfasser zu Zeltweg aufgenommen. Für die Mittheilungen, welche ihm über diesen und andere im vorliegenden Werke behandelte Gegenstände zu Theil wurden, ist derselbe den Herren Direktor Merlet, Ingenieur Jungwirth und Kusebauch zu besonderem Danke verpflichtet

erscheint. Um eine Hebung der Welle durch den Zahndruck von den Kegelrädern zu verhüten, ist an derselben unter dem Lager ein Ring *h* durch Schrauben befestigt.

Die Walze *b* ist Schleppwalze und, weil sie sich am inneren Umfange des Tyre abwälzt, einfach cylindrisch geformt; sie wird auf einen Zapfen der zugehörigen Welle aufgesteckt und durch eine Schraubenmutter mit Gegenmutter an ihrem Platze erhalten. Da sich diese Walze verschieben lassen muss, befinden sich ihre Lager an einem Schlitten, der in Führungen an der Grundplatte gleitet. Der Schlitten besteht aus zwei Theilen *i* und *k*; der Theil *i*, welchen Fig. 769 im Querschnitte nach *A B* zeigt, ist ein blos unten an zwei Stellen offener Kasten, beiderseits mit Führungsleisten versehen; derselbe trägt die Unterlagswalze *e* für den Tyre und enthält das wie bei der Walze *a* ausgeführte Lager der Welle von *b*. Der Support *k* ist an *i* durch Schrauben befestigt und enthält das Fusslager *l* der Welle von *b*. Dieses ist in einem nur oben offenen, innen nicht appretirten Kasten eingeschlossen und besteht aus einer Unterlagsplatte und zwei darauf stehenden Lagerschalen; der Raum zwischen diesen und dem Kasten wird mit Blechstücken ausgefüllt. Fig. 768 zeigt den Grundriss des Fusslagers *l* in doppeltem Maassstabe. Der Druck des Tyre, Fig. 762, gegen die Walze *b* sucht die Welle derselben gegen die linke Seite zu biegen; um den Obertheil der Welle während des Auswalzens thunlichst vertikal zu erhalten, sind am Fusslager *l* 4 Stellschrauben angebracht, durch welche das untere Wellenende nach links gedrückt werden kann.

Ferner zeigt auch diese Welle eine Tendenz zur Hebung, welche von der Einwirkung des eine schräge Aussenfläche besitzenden Radreifes stammen mag; aus diesem Grunde ist für die Welle noch ein zweites Lager *m* angebracht, welches deren Hebung verhütet und durch Fig. 766 und 767 in doppeltem Maassstab dargestellt ist. An den Support *k* sind zwei Lappen angegossen und durch diese zwei Keile *n* gesteckt, welche sich mittelst Schrauben anziehen lassen und auf eine zweitheilige, die Welle umfassende Lagerschale wirken.

Die Vor- und Rückwärtsbewegung des Schlittens *i k* nebst der Walze *b* erfolgt durch hydraulischen Druck. Zum Verschieben, und um die Walze gegen den Tyre zu pressen, dient der Mönchkolben *o*, welchem durch das Röhrchen *p* das Druckwasser zu- oder abgeleitet werden kann. Der Cylinder, in welchem der Kolben *o* spielt, ist mit starken Flantschen versehen und in eine Höhlung der Grundplatte eingesetzt. Zwischen Schlitten *i* und Kolben *o* ist das Gusstück *q* eingelegt, welches mit Zapfen in die beiden genannten Theile eingreift, ohne mit denselben

weiter verbunden zu sein, da sowohl beim Vor- als beim Zurückschieben stets nur ein Druck, und kein Zug zwischen *o* und *i* auftritt. Durch das Stück *q* ist das Herausnehmen des Kolbens behufs Erneuerung der Liederung erleichtert; zu diesem Zwecke wird der Schlitten durch den hydraulischen Druck so weit als thunlich vorgeschoben, sodann der Kolben *o* allein zurückbewegt und *q* herausgenommen, worauf der Kolben sich ganz herausziehen lässt. Die Liederung ist in Fig. 770 dargestellt; sie besteht aus einem Lederstulp, in dessen Höhlung ein Stahlring eingelegt ist.

Zum Zurückziehen des Schlittens dient der hydraulische Cylinder *r*, in welchem sich ein Kolben von kleinem Durchmesser bewegt, da das Zurückziehen einen verhältnissmässig geringen Druck erfordert. Der Kolben ist durch einen Lederstulp gedichtet und durch eine Stange mit dem Support *k* verbunden. Das Druckwasser wird durch das Röhrchen *s* zu- oder abgeleitet. Der Cylinder ist an der linken Seite mit einem Deckel geschlossen, in welchem sich eine Oeffnung befindet, um die Entstehung eines luftleeren Raumes zu verhindern und das wegen Undichtheit der Kolbenliederung etwa durchgedrungene Wasser austreten zu lassen.

Lässt man durch *p* Druckwasser ein- und durch *s* austreten, so wird der Schlitten vor-, im entgegengesetzten Falle zurückbewegt. Da der Schlitten den ganzen Druck zu übertragen hat, ist derselbe entsprechend stark construirt.

Die Centrirrollen und die Einrichtung zu ihrer Verschiebung zeigen Fig. 763 im Grundriss, 771 im Längenschnitt, 772 im Querschnitt, 774 in der Vorderansicht und 773 im Grundriss ohne Rolle *d* und Deckel *t*. Die Rolle *d*, Fig. 771, ist mittelst aufgelegter Scheibe und Schraube an einer Axe befestigt, welche mit dem Block *u* aus einem Stück geschmiedet ist. Die Führung des Blockes *u*, an welchen unten eine Platte angeschraubt ist, erfolgt auf die aus der Zeichnung ersichtliche Weise in einem Einschnitt der Grundplatte. Der Block besitzt ein Muttergewinde, in welches eine Schraubenspindel greift, deren Längenverschiebung durch den an der Grundplatte befestigten Deckel *t* verhindert wird. An den äusseren Enden der Schraubenspindeln von beiden Centrirrollen befinden sich, Fig. 763, Zahnräder mit schief gestellten Zähnen, welche mit zwei darunter befindlichen ebenso construirten Rädern an der gemeinschaftlichen Welle *v* in Eingriff stehen. Diese Welle, welche auch in Fig. 762 ersichtlich ist, kann durch weitere Umsetzung mittelst eines Handrades gedreht werden, was die gleichzeitige Annäherung der beiden Centrirrollen *d* an den Tyre oder Entfernung von demselben zur Folge hat, da die beiden Schraubenspindeln entgegengesetzte Gewinde besitzen.

Die Grundplatte, deren Form aus den Figuren ersichtlich ist, ruht mit beiden Enden auf der Fundamentmauer auf und ist mit dieser durch vier Schrauben verankert. Sie besteht aus zwei Theilen, welche an beiden Enden durch Flantschen *w*, Fig. 762 und 763, und Schrauben verbunden sind und in der Mitte den Raum für den Schlitten *i* und das Lager der Walze *a* freilassen. Die Zusammenstossfläche an beiden Enden der Platten ist im Längenschnitt, Fig. 762, welcher eben durch diese Stossfläche geführt ist, sichtbar. An der Seite, wo die hydraulischen Cylinder sich befinden, besitzen die Platten halbrunde Angüsse zur Aufnahme dieser Cylinder. Ein Theil der Verbindungsschrauben beider Plattenhälften ist zwischen den letzteren durchgesteckt. Beim Anpressen der verschiebbaren Walze an den Tyre wirkt der entsprechende Druck einerseits gegen das Lager der fixen Walze *a*, anderseits gegen den Cylinder, in welchem sich der Mönchkolben *o* befindet. Dieser Druck sucht die Grundplatte zu zerreissen, daher sind, um denselben aufzuheben, zwei lange Schraubenbolzen *x*, Fig. 763, durch die Platte gesteckt, welche wie Fig. 769 zeigt, in den verlängerten Führungsnuthen für den Schlitten *i* liegen.

In Fig. 775 ist noch der seitwärts vom Walzwerk aufgestellte Steuerapparat skizzirt. Das Druckwasser wird von einem durch eine Pumpe gespeisten Accumulator geliefert, welcher jedoch nur einen mässigen Druck hervorbringt; zur Erreichung der stärksten gegen Ende des Auswalzens erforderlichen Pressung werden von der Maschine zwei kleine Pumpen bewegt, welche das Wasser direkt in die hydraulischen Cylinder drücken. In Fig. 775 ist *h* die von den Hochdruckpumpen, *s* die vom Accumulator kommende Röhre; die Leitung $v\, v_1\, v_2$ stellt die Verbindung mit dem zum Vorschieben der Walze dienenden Cylinder her, während $r\, r_1$ zu dem die Rückbewegung bewirkenden Cylinder führt. Unter der Mündung *h* befindet sich ein einfaches Kugelventil von der in Fig. 777 angedeuteten Einrichtung. Ist dasselbe geschlossen, so kann nur vom Accumulator her Wasser zuströmen; ist es geöffnet, so tritt das Wasser von den Hochdruckpumpen zu, und damit dieses nicht in den Accumulator dringe, befindet sich in *a* ein Ventil, welches sich selbstthätig schliesst, sobald der Druck in *a* grösser wird, als im Accumulator.

In dem Kasten *c* befindet sich ein Doppelventil von der Einrichtung Fig. 776 und ober demselben das Abflussrohr *e* für das verbrauchte Wasser. Befindet sich das Ventil in der gezeichneten höchsten Stellung, so kann das Druckwasser aus *v* durch v_1 in den Cylinder treten, bei der tiefsten Stellung dagegen communiziren v_1 und *e*, das verbrauchte Wasser fliesst ab. Dieselbe Einrichtung besitzt der Kasten c_1, der zur Steuerung

des kleinen hydraulischen Cylinders dient. Zwischen v_1 und v_2 endlich ist noch ein Kugelventil von der Form Fig. 777 eingeschaltet, durch dessen Stellung die Oeffnung für das Druckwasser mehr oder weniger verengt, daher die Spannung im grossen Cylinder regulirt werden kann. Sämmtliche Ventile werden durch Handräder bewegt.

Die Betriebsmaschine besitzt zwei liegende Cylinder von 0·64^m Durchmesser und 1^m Hub, welche die horizontale Welle mittelst einer einfachen und einer Doppelkurbel bewegen.

Centrirapparate für Tyres. Bei Vollendung der geschweissten Tyres benützt man Centrirapparate, deren Einrichtung und Wirkungsart denen des eben beschriebenen Walzwerkes ähnlich ist. Der Zweck dieser Apparate ist indessen nicht die weitere Streckung, sondern die Herstellung der gehörigen Rundung und die Beseitigung der insbesondere an der Schweissstelle etwa vorhandenen Unregelmässigkeiten des Querschnittes. Es ist daher kein starker Druck auf den Tyre erforderlich und dient zum Andrücken der verschiebbaren Walze nur eine von Hand bewegliche Vorrichtung; die dabei eintretende Streckung ist nur gering.

Einen solchen zu Zeltweg aufgestellten Centrirapparat, der jedoch dort zur Vollendung der mittelst des Walzwerkes gestreckten Radreife dient, zeigen Fig. 745 im Längenschnitt und Fig. 746 im Grundrisse. Darin sind *a* die fixe, *b* die verschiebbare Walze, eine Schleppwalze, welche gegen den Tyre *t* gedrückt wird; *c*, *d* und *e* verschiebbare Centrirrollen; *f* eine durch Transmission bewegte Walze mit horizontaler Axe und *g* eine durch Reibung mitgenommene, der Höhe nach stellbare Schleppwalze.

Die Bewegung der Walze *a*, welche 40 Umgänge pr. Minute verrichtet, erfolgt von der Welle *h*, Fig. 746, durch Kegelräder *i*. Die Walze selbst ist nach Fig. 745 von oben auf ihre Spindel aufgeschoben und durch eine grosse Schraubenmutter befestigt; die Stellschraube *k*, an deren Axe ein Sperrrad angebracht ist, verhütet die Hebung der Walze durch den Druck des Tyre.

Die Schleppwalze *b* kann nicht nur horizontal gestellt, sondern auch gehoben und so weit gesenkt werden, dass sie bis unter das Niveau des Tisches *D* gelangt, auf welchem der Tyre liegt, so dass sich dieser bequem an die Walze *a* anschieben lässt. Die Vertikalbewegung erfolgt durch Drehung des Zahnrades *m*, an dessen Welle sich das Exzenter *n* befindet; auf dem Exzenter ruht mittelst einer kleinen Friktionswalze das Fusslager der Walzenspindel. Um letztere horizontal zu bewegen, sind auf derselben zwei Hülsen lose aufgeschoben, durch diese zwei Bolzen *o p* durchgesteckt und an den Enden der letzteren dreieckige Rahmen *o p q*

aufgeschoben, welche bei *q* wieder durch ein Gleitstück in Verbindung stehen, das an beiden Enden Zapfen besitzt. Fig. 749 zeigt dieses Gleitstück sammt Führung im Querschnitte. Bei *o* schliessen sich an die Rahmen Hülsen, welche in Oeffnungen des Gerüstes eingreifen und darin horizontal geführt werden. Durch Drehung einer in das Gleitstück *q* greifenden Stellschraube mittelst des Zahnrades *r* wird mithin die Welle parallel zu ihrer Stellung verschoben, wobei die untere Lagerschale in dem Fusslager gleitet. Es ist dies eine vom Ingenieur Kusebauch ausgeführte Verbesserung der früheren Construktion, bei welcher an Stelle der dreieckigen Rahmen *o p q* nur zwei Schienen *o q*, und an der Welle nur die obere Hülse angebracht, das untere Wellenende halbkugelförmig gestaltet war, und in einem entsprechend geformten Fusslager lief, so dass nur das obere Ende der Welle verschoben wurde und deren Richtung sich dabei änderte.

Die beiden genannten Bewegungen lassen sich alternativ mittelst des Handrades *s* ausführen, an dessen Axe ein Kupplungsmuff verschiebbar und zwei Getriebe lose aufgesteckt sind; je nachdem man den Muff in eines der beiden Getriebe einrückt, kann durch das Handrad *s* mittelst des Zahnrades *r* die Walze horizontal verschoben, oder mittelst eines Zwischenrades, welches lose auf der Axe von *r* steckt, und des Rades *m* die Welle gehoben oder gesenkt werden.

Um die Schleppwalze *b*, deren Welle stets etwas federt, während des Walzens in der richtigen Stellung zu erhalten, wurde noch eine Einrichtung angebracht, welche die Welle in etwas geneigte Lage zu bringen gestattet. Der Bolzen *p* ist im mittleren Theile, welcher durch die Hülse der Walzenwelle läuft, exzentrisch gegen seine beiden Endzapfen gestellt und auf einem der letzteren ein Zahnrad aufgekeilt, welches durch eine Schraube ohne Ende mittelst des Handrades *u*, Fig. 745, gedreht werden kann. Die Rahmen *o p q* sind dabei durch das Gleitstück *q* und die Führung *o* festgehalten, daher die Hülse eine Bewegung erhält, welche aus einer vertikalen Verschiebung an der Welle und aus einer Horizontalbewegung zusammengesetzt ist. An der letzteren nimmt das untere Wellenende Theil, welches sich auf diese Weise gegen die linke Seite rücken lässt, so dass die Welle eine etwas schräge Stellung annimmt. Wird nun die Schleppwalze gegen den Tyre gedrückt, so stellt sich ihre Axe vertikal. Die Lager für die Axe der Schraube ohne Ende und des Handrades *u* sind an einem der Rahmen *o p q* befestigt.

Die Verschiebung der Centrirrollen *c d* erfolgt durch das Handrad *e*, dessen Axe mittelst Kegelräder zwei Schraubenmuttern bewegt, welche auf dem Gerüstrahmen aufgelegt und durch Deckel so befestigt sind, dass

sie sich blos drehen und nicht verschieben können. An die Schraubenspindeln, welche in diese Muttern eingreifen, schliessen sich Bügel, welche mit den Axen der Centrirrollen in Verbindung stehen; Fig. 748 zeigt diese Verbindung im Längenschnitt; der Bügel *a* umfasst oben die Axe der Centrirrolle und ist unten durch einen Bolzen an einem Gleitstück von schwalbenschwanzartigem Querschitt, Fig. 747, befestigt, welches in einer Führung gleitet und den unteren Zapfen der Centrirrollen-Axe aufnimmt.

Die dritte Centrirrolle *e* besitzt ebenfalls ein Gleitstück, in welches eine mittelst Handrad drehbare Schraube eingreift. Diese Rolle wird jedoch nur beim Centriren der grössten, wie Lokomotiv-Tyres verwendet, um etwaigen Schwankungen derselben zu begegnen. Der Radreif *t*, Fig. 746, rotirt in der Richtung des Pfeiles.

Zur Bewegung der Horizontalwalze *f*, Fig. 745, welche, ihrem kleineren Durchmesser entsprechend, 100 Umgänge pr. Minute verrichtet, dienen eine ober der Betriebswelle *h*, Fig. 746, liegende, ebenfalls von der Kraftmaschine bewegte schwächere Welle, zwei Kegelräder i_1 und zwei Stirnräder, deren grösseres an der Axe *w*, Fig. 745, festgekeilt ist, an der sich die Walze *f* befindet. Die Schleppwalze *g* wird mittelst Schraube ohne Ende und Zahnrad, welches wieder auf der Mutter der Stellschraube festgekeilt ist, vertikal verschoben. Beide Walzen *f g* müssen nun wegen verschiedener Durchmesser der herzustellenden Tyres den Vertikalwalzen *a b* mehr oder weniger genähert werden können. Zu diesem Zwecke ist der Ständer *x*, an welchem die zur Stellung von *g* dienenden Theile befestigt sind, in einer Führung horizontal beweglich; die Welle *w* ist frei durch eine Oeffnung des Ständers *x* gesteckt und vierkantig geformt, die Walze *f* lose auf die Welle aufgeschoben und mit einem aussen cylindrischen Ansatz versehen, welcher in eine Höhlung des Ständers versenkt ist und darin durch eine Schraube festgehalten wird, welche in eine Nuth im Ansatze der Walze *f* greift. Die Walze *f* und die Welle *w* können sich daher innerhalb des Ständers frei drehen, die Walze muss jedoch an einer Horizontalverschiebung desselben Theil nehmen. Um diese auszuführen, dient das Handrad *z*, an dessen Spindel sich unten ein kleines Getriebe befindet, welches in die Zahnstange *l* greift. Letztere ist am inneren Rande der Schlittenführung befestigt, während die Lager der Axe des Handrades sich am Ständer *x* befinden.

Das eiserne Gerüst, an welchem sämmtliche bewegliche Theile befestigt sind, besteht aus der Grundplatte *A*, Fig. 745, an welche sich entsprechende Angüsse für die Fusslager der Walzenwellen und für die Welle des Exzenters *n*, dann der Ständer *B* anschliessen; der Ständer

B_1, welcher unten das zweite Lager der Welle von a enthält und sonst nur zur Stütze der oberen Theile dient, ist durch Schraubenbolzen mit A verbunden. Den zweiten Haupttheil des Gerüstes bildet der Rahmen C, an beiden Enden mit abwärts gekehrten Nasen versehen, zwischen welchen die Köpfe der Ständer $B\,B_1$ verkeilt sind. Derselbe enthält die Führung für die Gleitstücke $o\,q$ und das obere Lager für die Walze a; der Druck des in Arbeit befindlichen Reifes gegen b wird durch die Rahmen $o\,p\,q$ auf das Gleitstück q, und von diesem durch die zugehörige Stellschraube und den Rahmen C auf die zweite Walze a übertragen. Der Rahmen C ist daher durch den genannten Druck in Anspruch genommen und entsprechend stark construirt; an demselben ist noch der Arm C_1 angegossen, welcher wieder den auf Hebung der Walze a wirkenden Druck aufzufangen hat.

Zur Unterlage für den Tyre dient die 9 Centimeter starke runde Platte D mit ebener Oberfläche, aus fünf durch abwärts gekehrte Flantschen verbundenen Theilen zusammengesetzt; auch die Ansätze, in welchen sich die Führungen für die Schlitten der Centrirrollen und der Horizontalwalze f befinden, ragen nach unten vor; die Führungsnuthen sind unten durch Böden geschlossen. Für die Welle der Walze b besitzt die Platte D einen breiten Ausschnitt, in welchen die Führungsnuthen der Centrirrollen münden; gestützt ist dieselbe durch 8 kurze Säulen, in welche die Platte mit Angüssen eingreift (vergl. Fig. 747), dann durch das eine Ende des Rahmens C, mit welchem sie nur durch zwei Schrauben verbunden ist.

Literatur.

Karsten, Flachat, Walter enthalten zahlreiche Zeichnungen und Beschreibungen von Walzwerken; sehr gute Detailzeichnungen finden sich im Skizzenbuche von Wiebe und unter den Zeichnungen des Vereins „die Hütte". Eine Schrift von Henvaux, deutsch von Hartmann, Leipzig 1859, behandelt die Construktion der Walzwerke und ist besprochen im „Berggeist" 1860, Nr. 10.

Von neueren Werken kommen zu erwähnen die 2. Auflage von Valerius, welche Regeln über Anordnungen, Dimensionen, dann Zeichnungen älterer und neuerer Walzwerks-Einrichtungen gibt; in Truran sind Skizzen über englische Walzwerke enthalten; Jordan, Album du cours de métallurgie, gibt mehrere Daten und Zeichnungen, darunter auch detaillirte, über französische, englische und deutsche Einrichtungen.

Unter Journalartikeln sind neben den schon erwähnten zu bemerken: Tunner, Verbesserungen beim Walzen der Kesselplatten und des Eisendrahtes, Jahrb. der k. k. Montanlehranstalten zu Leoben, 1854, 4. Bd., S. 14; Walzwerksmaschine zu Reschitza, „Erfahrungen" 1854, S. 8; über Schwungräder bei Walzwerken v. Hofmann, Berg- und hütt. Zeitung 1855, 14. Bd., S. 14; Turner, über Blechwalzenkupplung, Erf. 1856, S. 26; über die neuesten Fortschritte in der Fabrikation des Stabeisens v. Tunner, Jahrb. der k. k. Montanlehranstalten 1856, 5. Bd., S. 33, Walzenconstruktion von Emich, wobei die Kaliberringe besonders angefertigt werden, Versammlung der Berg- und Hüttenmänner zu Wien, 1858, S. 129 (s. auch die obige Schrift von Henvaux); 3 Ueberhebe-Vorrichtungen, Jahrb. der k. k. Montanlehranstalten 1859, 9. Bd., S. 187; Bewegungshindernisse einer leerlaufenden Walzenstrasse v. Arzberger, ebendas. S. 254; Fragen über Walzwerke, Revue universelle 1860, 8. Bd., S. 328; Blechwalzwerk v. Borsig, Berg- und hütt. Zeitung 1860, 19. Bd., S. 173; Stand des britischen Eisenhüttengewerbes von Gruner und Lan, Annales des mines 1862, 6. Reihe, 1. Bd., worin viele Angaben über Walzwerke enthalten sind; Walzwerk mit einer Maschine von 1000 Pferdekräften zu Dowlais, Revue universelle 1862, 11. Bd., S. 14; Walzenconstruktion auf Königshütte in Oberschlesien, v. C. M., Berg- und hütt. Zeitung 1862, 21. Bd., S. 186; Napier's Walzwerk (ähnlich dem Brown'schen), Oest. Zeitschr. für B. u. H., 1852, S. 390; über Walzwerke, Rev. universelle 1863, 13. Bd., S. 65; Walzwerksmaschine mit Holzfundament, Schönfelder, die baulichen Anlagen etc. in Preussen, 2. Jahrg., 1. Liefg., S. 15; Walzwerksfundament, ebendas. 3. Jahrgang, 1. Liefg.; Verminderung der Zapfenreibung durch Wasserdruck (angeblich auf weniger als $^1/_{20}$) v. Girard, Dingler's polyt. Journal, 176. Bd., S. 479 (bei einer Turbine, ebendas. 167. Bd., S. 410); analytische Bestimmung der Abmessungen von Walzwerkstheilen v. Hermann, Jahrb. der Bergakademien 1867, 17. Bd., S. 318; Hofmann's schmiedeeiserne Schwungräder, Zeitschr. deutscher Ing. 1867, 11. Bd., S. 420; über abgesonderte Kaliberringe, „Erfahrungen" 1867, S. 3; über Bessemerstahl-Walzwerke in England, viele Beschreibungen von Construktionen enthaltend, Preuss. Zeitschr. 1868, 16. Bd., S. 5; Walzen mit eingegossenen schmiedeeisernen

Kernen, Dingler's polyt. Journal 1869, 13. Bd., S. 349; über Reibungswiderstand bei Walzwerken, Dingler's polyt. Journal 1870, 197. Bd., S. 10; über umgekehrtes Walzen von Valant, Revue universelle 1870, 27. Bd, S. 383; verbesserte Walzenconstruktion von C. Mongin, Dingler's polyt. Journal 1870, 197. Bd., S. 116; über Kaliber-Construktion v. Urbin, Berg- u. hütt. Zeitung 1871, 30. Jahrgang, S. 352; Kaltwalzen des Eisens, Polyt. Centralblatt 1871, S. 433; Riementriebe bei Walzwerken, ebendas. S. 1382; Reparatur gebrochener Walzenzapfen durch Angiessen, Zeitschrift deutscher Ing. 1871, 15. Bd., S. 416; Indicatorversuche bei Walzwerksmaschinen, ebendas. S. 685; über Dimensionen der Walzwerke, ebendas. 1872, 16. Bd., S. 669, über Walzenlager von Daelen, S. 660; Berechnung der Schwungräder v. Krüger, ebendas. S. 97; Bewegungsmechanismus für Walzwerke v. Anderson, Polyt. Centralblatt 1871, S. 430; über Drahtwalzwerke v. Ritter v. Schwarz, kärntner. Berg- u. hütt. Zeitung 1872, S. 61; Walzwerke zu Middlesborough, Polyt. Centralblatt 1872, S. 217; über die neueren Walzmethoden, v. Hovine, Revue universelle 1871, 29. Bd., S. 39; Reibungsring zur Verminderung der Zapfenreibung, Dingler's polyt. Journal 1873, 207. Bd., S. 452; Versuche über den Kraftaufwand beim Walzen von Blech von Prof. Böck, Jahrbuch der Bergakademien 1873, 21. Bd., S. 314; über die Walzwerkssysteme zu Dowlais v. Zeman, Dingler's polyt. Journal 1873, 207. Bd., S. 361; Shaw's Vorrichtung zum Lüften der Walzen bei einer Einklemmung, ebendas. 1874, 212. Bd., S. 450; Kaltwalzwerk von Robertson, ebendas. 213. Bd., S. 12; über Walzwerke, kärntner. Zeitschr. 1874, S. 362; Theorie der Walzarbeit v. Fink, Preuss. Zeitschr. 1874, 22. Bd., S. 200; Trio, Revue universelle 1875, 37. Bd., S. 649; Sicherheitskupplung für Walzwerke, Dingler's polyt. Journal 1875, 216. Bd., S. 204; Apparat zum Aufnehmen der Walzenkaliber, Uhland's Maschinen-Construkteur 1875, 8. Jahrgang, S. 305; Walzwerke für Stahlschienen in Amerika v. Habets, Revue universelle 1875, 37. Bd., S. 16; Notiz über amerikanische Walzwerke, Zeitschrift deutscher Ing. 1875, 19. Bd., S. 60; über Herstellung von Walzwerkstheilen, ebendas. S. 223; über Anwendbarkeit der Condensation für Walzwerksmaschinen v. Petersen, ebendas S. 597; über Walzwerke von der Wiener Weltausstellung von E. F. Dürre ebendas. S. 712 u. 724; Blechwalzwerk, Uhhland's Maschinen-Construkteur 1875, 8. Jahrg. S. 209.

Ueber Walzwerke zum Vor- und Rückwärtswalzen kommen zu erwähnen die Aufsätze in der Zeitschr. deutscher Ing. 1867, 11. Bd., S. 358; 1869, 13. Bd., S. 538; 1870, 14. Bd., S. 158; von Schmidhammer in Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1867, S. 414; in der Preuss. Zeitschr. 1868, 14. Bd., S. 337; Walzwerk mit Umsteuerung von Thwaite und Carbutt, Polyt. Centralblatt 1870, S. 8; J. v. Hauer in Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1870, S. 303; Dény in Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1870, 15. Bd., S. 529; Friktionskupplung, Dingler's polyt. Journal 1871, 200. Bd., S. 3; Berechnung der Umsteuerung mit Napier's Differentialbremse v. Werner, Zeitschr. deutscher Ing. 1872, 16. Bd., S. 701; P. Tunner in Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1872, Nr. 7; Plattenwalzwerk mit Umsteuerung in Neuberg v. Schmidhammer; Erfahrungen 1871, S. 11; Daelen in Zeitschr. deutscher Ing. 1875, 19. Bd., S. 98; Engineering März 1875, S. 249 u. Dingler's polyt. Journal 1875, 216. Bd., S. 87.

Ueber Universalwalzwerke: Beschreibung eines Universalwalzwerkes Jahrbuch d. Bergakad. 1856, 5. Bd., S. 33; Universalwalzwerk zu Rhonitz, Bericht über die Versammlung der Berg- u. Hüttenmänner, Wien 1861, S. 117; Beschreibung des Daelen'schen Universalwalzwerkes v. Dreifuss, Dingler's polyt.

Journal, 162. Bd., S. 414; Daelen, über sein Universalwalzwerk, ebendas. 164. Bd., S. 401; Wagner's Universalwalzwerk, Erfahrungen 1867, S. 4; ein Universalwalzwerk, Uhland's Maschinen-Construkteur 1869, 2. Bd., S. 291; eines v. Kerpély, ebendas. 1870, 3. Bd., S. 129.

Ueber Tyres-Walzwerke: v. Heinrich in der Zeitschr. des Oest. Ing.-Vereins 1864, Nr. 2; v. Ramsbottom, Polyt. Centralblatt 1866, S. 984; von Schmidhammer, Erfahrungen 1867, S. 28; Polyt. Centralblatt 1869, S. 720; Bandagen-Walzwerk v. Windle, ebendas. S. 604; v. Webb, ebendas. 1871, S. 678; neues solches Walzwerk, vorgeschlagen von Daelen, Zeitschr. deutscher Ing. 1875, 19. Bd., S. 27.

Ueber Façoneisen-Walzen: Maschine zum Walzen des Eisens in keilförmige Stäbe v. Clay, Dingler's polyt. Journal, Bd. 114, S. 246. Walzvorrichtung zur Erzeugung von keilförmigem oder zugespitztem Eisen, Jahrbuch der k. k. Montanlehranstalten 1862, 12. Bd., S. 137. Röhrenwalzwerke v. Bakewell, Polyt. Centralblatt 1867, S. 104; Universalwalzwerk für Façoneisen v. Petin u. Gaudet, Dingler's polyt. Journal 1867, 186. Bd., S. 117; Walzwerk für kreuzförmige Querschnitte, ebendas. 1868, 188. Bd., S. 272; Feilenwalzwerk, Polyt. Centralblatt 1868, S. 948; Taylor's Röhrenwalzwerk, ebendas. 1869, S. 1370; Prosser's Maschine zum Walzen von Schraubengewinden, ebendas. 1870, S. 667; Bowater's Walzwerk für Axen etc., ebendas. S. 1028; Röhrenwalzwerk, Zeitschr. deutscher Ing. 1871, 15. Bd., S. 287; Walzen mit schraubengangförmiger Druckfläche v. Lismann, Polyt. Centralblatt 1872, S. 14; Taylor's Walzwerk für Schraubenmuttern, Dingler's polyt. Journal 1875, 217. Bd., S. 273.

Ueber Zinkwalzwerke s. Revue universelle 1871, 30. Bd., S. 207; von Eichenauer, Uhland's Maschinen-Construkteur 1871, 4. Bd., S. 229; v. Thum, Berg- u. hütt. Zeitg. 1873, S. 289.

V. Apparate zum Zertheilen des Eisens.

Zum Zertheilen des Eisens benützt man Scheeren, Schneidwerke und Circularsägen. Die Scheeren und Sägen werden benützt, um die Enden und Ränder von stab- oder plattenförmigen Stücken zu beschneiden, dann um solche Stücke in Theile von bestimmten Dimensionen zu schneiden; die Schneidwerke, um breite Stäbe an mehreren Stellen gleichzeitig zu trennen und dadurch schmale Stäbe herzustellen.

Die arbeitenden Theile der Scheeren heissen Schneiden, und je nach der Bewegungsart derselben sind Backen-, Parallel- und Circularscheeren zu unterscheiden. Die beiden ersteren sind mit einer festen und einer beweglichen Schneide versehen; diese erhält bei den Backenscheeren wie bei dem gewöhnlichen den Namen Scheere führenden Werkzeuge eine drehende, dagegen bei Parallelscheeren eine geradlinige Bewegung. Bei Circularscheeren befinden sich die Schneiden am Rande von rotirenden Scheiben, welche sich etwas übergreifen und entgegengesetzte Drehbewegung erhalten. Schneidwerke können als Combinationen mehrerer auf zwei gemeinschaftlichen Wellen angeordneten Circularscheeren angesehen werden. Der arbeitende Theil der Circularsägen ist eine dünne, gezahnte, rotirende Scheibe.

Backenscheeren.

Die Grundform dieser Scheeren, welche auch Maulscheeren heissen, ist nach Fig. 805 die eines Hebels h, welcher um die Axe s drehbar ist und durch eine unten bei n angeschlossene, von einer Kurbel bewegte Schubstange in Oszillation versetzt wird. Am kürzeren Hebelsarm befindet sich die bewegliche Schneide s_1, die feste s ist am Gerüst angebracht. Der Hebel h ist entweder nach Fig. 805 ein Winkelhebel,

wobei der Apparat auch den Namen Winkelscheere führt, oder nach Fig. 797 geradlinig.

Stellung der Schneiden und des Drehpunktes. Die feste Schneide $a\,b$, Fig. 795, ist horizontal, die bewegliche $c\,d$ erhält bei der höchsten Lage eine Steigung von nicht mehr als $^1/_3$ bis $^1/_4$; ist diese Steigung zu gross, so kann besonders bei Rundeisen das Stück hinausgedrückt werden. Verzeichnet man nun in die Oeffnung $a\,b\,d\,c$, wie punktirt angedeutet, die grössten Querschnitte der zu schneidenden rechteckigen Quadrat- und anderen Stäbe, so ergibt sich daraus die nothwendige Länge der festen Schneide $b\,a$, welche jedoch über die äusseren Enden der Stäbe vorragen muss, damit diese auch dann noch unter die Scheere gebracht werden können, wenn man den Augenblick versäumt hat, wo die bewegliche Schneide sich in der höchsten Stellung befindet.

Es ist nun ersichtlich, dass die Steigung der gehobenen Schneide auch nicht zu klein genommen werden soll, weil sonst das Eisen zu weit vom Drehungspunkte fällt, der Scheerenhebel länger wird und mehr beansprucht ist.

Die bewegliche Schneide soll ferner bei horizontaler Lage $f\,g$ etwa 2 Cent. unter $a\,b$ fallen, weil sie dann während des Schnittes geneigt ist, der letztere daher successiv erfolgt, der Widerstand bei rechteckigen Stäben gleichförmiger wird und nur allmälig zu überwinden ist. Der Drehungspunkt muss daher eine solche Lage erhalten, dass die Schneide aus der Linie $c\,g$ nach $f\,g$ gelangt.

Diese Bedingung ist erfüllt, sobald der Drehpunkt in der Linie $n\,m$ angenommen wird, welche den Winkel $d\,g\,r$ der beiden Schneidenstellungen halbirt. Wählt man nämlich in dieser Linie einen beliebigen Punkt n als Drehpunkt, beschreibt aus n als Mittelpunkt einen Kreisbogen $c\,f$ und macht $n\,r$ gleich $n\,g$, so wird der Winkel

$$n\,r\,g = n\,g\,r = n\,g\,d,$$

ferner $n\,r = n\,g$ und $n\,f = n\,c$, es sind daher die Dreiecke $n\,r\,f$ und $n\,g\,c$ congruent, und bei der Abwärtsdrehung gelangt das letztere in die Stellung des ersteren, die bewegliche Schneide $c\,d$ in die Horizontallinie $f\,g$.

Befindet sich der Drehpunkt n ober dem Durchschnittspunkt g, so bewegt sich die Schneide von $c\,d$ etwas zurück gegen $a\,b$, das Eisen wird weniger leicht hinausgedrückt. Bei der Wahl von n ist auch zu berücksichtigen, dass der Abstand $d\,n$ dieses Punktes vom Ende d der beweglichen Schneide mindestens so gross werden muss, als die Summe der halben Zapfen- und Nabenstärke.

Hat man die feste Schneide $a\,b$ und den Drehpunkt n gewählt, so erhält man die nothwendige Länge $c\,d$ der beweglichen Schneide, in-

dem man von n als Mittelpunkt durch a und b die Bögen $a\,e$ und $b\,d$ beschreibt.

Bei Blechscheeren wird, um ein successives Durchschneiden zu erzielen, die Horizontallage $f\,g$ der beweglichen Schneide noch weiter unter der festen Schneide angenommen; der Drehungspunkt muss so tief liegen, dass das Blech, welches nach jedem Schnitte in der Richtung der Schneiden weiter bewegt wird, ober dem Zapfen zu liegen kommt.

Die Drehung der beweglichen Schneide braucht jedoch in allen Fällen nicht bis zur Horizontallage, sondern nur so weit abwärts zu erfolgen, dass der Punkt c etwas unter a gelangt.

Drehzapfen. Das Umsetzungsverhältniss ist meistens ein bedeutendes, so dass der Druck auf den Zapfen nahe gleich wird dem Widerstande, welchen das zu schneidende Eisen dem Abscheeren entgegensetzt. Da ferner der Zapfen sowohl im Scheerenhebel als in seinen Lagern genau eingepasst ist, darf man annehmen, dass derselbe an den beiderseits vom Hebel befindlichen Querschnitten auf Abscheeren beansprucht sei, und kann daher, wenn q den grössten Querschnitt der zu schneidenden Körper, d den Durchmesser des Drehungszapfens bedeutet, unter der Annahme, dass der Zapfen das gleiche Material wie die zu schneidenden Stäbe besitze, bei 4facher Sicherheit

$$2\,\frac{d^2\pi}{4} = 4\,q$$

$$\frac{d^2\pi}{4} = 2\,q,$$

d. h. den Zapfenquerschnitt gleich dem doppelten der stärksten zu schneidenden Stücke setzen. Besteht der Zapfen aus einem anderen Material, so hat man den Zapfenquerschnitt im Verhältniss der Abscheerungsfestigkeiten zu ändern.

Scheerenhebel. Für die Berechnung der Stärke des Scheerenhebels ist der Sicherheit wegen der ungünstigste Fall anzunehmen, dass ein Stab vom grössten Querschnitte q sich beim Schneiden am äusseren Ende der Scheerenöffnung befindet. Ist l die Entfernung vom Mittel des Stabes zur Drehungsaxe, $\mathfrak{S}$ der Widerstand gegen das Abscheeren pr. Flächeneinheit, b und h Breite und Höhe des nächst der Axe befindlichen Querschnittes vom Scheerenhebel, endlich $\mathfrak{B}$ die grösste zulässige Spannung im letzteren, so kann man

$$\mathfrak{S}\,q\,l = \mathfrak{B}\,\frac{b\,h^2}{6}$$

setzen, und daraus folgt

$$b\,h^2 = 6\,\frac{\mathfrak{S}}{\mathfrak{B}}\,q\,l.$$

Nimmt man $b = \frac{h}{4}$, $\mathfrak{S} = 3000$ Kil. pr. Quadratcentimeter für das Abschneiden schmiedeeiserner Stäbe und, da der Bruchcoëfficient für Gusseisen 3000 Kil. pr. Quadratcentimeter beträgt, mit 4facher Sicherheit $\mathfrak{B} = 750$ so erhält man

$$h = 4{\cdot}6 \sqrt[3]{q\,l},\ b = \frac{h}{4}$$

für jedes Maass gültig. Ist Blech zu beschneiden, so rechnet man sicher, wenn man den Querschnitt q gleich dem Produkte aus der Blechdicke und der Länge der Schneide, l gleich dem Abstande des Mittels der Schneide von der Drehungsaxe setzt.

Der Hebelarm, an welchem die Betriebskraft wirkt, wird meist 4 bis 6mal so lang gemacht als der andere, woran sich die Schneide befindet. Die Stärke beider Arme darf vom Drehungszapfen gegen beide Enden abnehmen. Die Schwächung durch das Zapfenloch ist dadurch reichlich ausgeglichen, dass sich an den Hebel nach dem Grundriss Fig. 806 eine Nabe n anschliesst, wodurch der Hebel zugleich grössere Stabilität erhält. Neuerer Zeit stellt man auch Scheerenhebel aus Schmiedeeisen her.

Schneiden. Diese werden aus Stahl gefertigt und sind auswechselbar. Sie sollen der nöthigen Festigkeit wegen nicht zu scharf sein, sondern während die eine Fläche derselben, Fig. 794, vertikal ist, die andere mit einer Neigung von $^1/_3$ bis $^1/_4$ ansteigen. Für Façoneisen dienen Schneiden, welche mit entsprechend geformten Ausbiegungen versehen sind; so z. B. erhält für Winkeleisen die bewegliche Schneide einen kantigen Vorsprung, die feste eine ebensolche Vertiefung.

Gewöhnliche Anordnung. Das Gerüst der Backenscheeren besteht nach Fig. 805 und 806 gewöhnlich aus einer Grundplatte p mit angegossener Wand w, die hinter dem Scheerenhebel von einer dreieckigen Oeffnung durchbrochen und durch die Rippen $r\,o$ gestützt ist. An derselben befindet sich die auswechselbare feste Schneide s. Der Zapfen der Scheere geht durch eine Bohrung im Ständer t, anderseits durch den verstärkten Obertheil der Wand w und wird durch den Keil k befestigt. Der Ständer t ist zwischen Nasen der Grundplatte p verkeilt, die letztere in der Mitte mit einer Oeffnung versehen, in welcher sich der Scheerenhebel bewegt. Die sonstigen Theile wurden früher beschrieben.

Das Gerüst der Scheeren muss mit einem schweren Fundament solid verankert werden, da der Zapfendruck dasselbe zu heben sucht.

Nebeneinrichtungen. Sollen Stücke von bestimmter Länge abgeschnitten werden, so befestigt man am Ständer w oder t, Fig. 806, eine Widerlage; der Stab wird von der anderen Seite A her bei geöffneter Scheere rasch eingeschoben, bis er an die genannte Widerlage

stösst. Zur Erzeugung verschieden langer Stücke kann man diese Widerlage stellbar einrichten.

Der Stab erhält durch den Druck der beweglichen und den Widerstand der festen Schneide stets die Tendenz zur Drehung, wodurch das Einhalten desselben erschwert, der Schnitt unrein wird und eine Klemmung eintreten kann, welche Brüche verursacht. Daher soll an dem Gerüst ein eiserner Bügel an der Seite *A*, von welcher der Stab eingeführt wird, befestigt sein, so dass der letztere unter diesem Bügel durch in die Scheerenöffnung gebracht wird und sich an der Seite der festen Schneide nicht aufdrehen kann.

Um eine Klemmung zu verhüten, muss ferner die bewegliche Schneide in thunlichst naher Berührung mit der festen erhalten werden. Zu diesem Zwecke bringt man an der Seite *h*, Fig. 805, des Scheerenhebels zwei bis drei Stellschrauben an, deren Muttern im Ständer *w* eingesetzt sind und welche gegen Metallplatten drücken, die man am Scheerenhebel befestigen kann. Durch Anziehen derselben wird der Hebel bei *h* vom Gerüste weggedrückt, daher, da sich sein Drehpunkt *s* nicht verschiebt, die Schneide s_1 gegen *s* in festem Anschluss erhalten.

Besonders wichtig ist dieser Umstand bei Stäben und Blechen von geringer Dicke, welche, da sie nebstdem noch biegsam sind, sich ungeachtet des Niederhaltens um so leichter klemmen. Man hat daher für dünnes Blech Scheeren, bei welchen nach Fig. 778 und 779 der Hebel *h* einen Ansatz *a* erhält; in diesen sowie am erhöhten Gerüst *b* der Scheere sind Eisenschienen eingelegt, welche sich mit schrägen Flächen berühren und durch Stellschrauben einander genähert werden können. Dadurch wird bewirkt, dass die bewegliche Schneide besonders zu Ende des Schnittes in Berührung mit der festen bleibt und der Schnitt rein ausfällt.

Bewegungsmechanismus für Winkelscheeren. Die Bewegung der Winkelscheeren erfolgt durch Zugstange und Kurbel von der Betriebswelle des Walzwerkes aus. Auch kann die Schubstange mit einem Zapfen verbunden werden, welcher in dem Arme eines Transmissionsrades befestigt ist; bringt man in mehreren Armen dieses Rades Zapfenlöcher in verschiedenen Abständen von der Drehungsaxe an, so lässt sich der Hub der Scheere reguliren.

Ist für den langen Hebelsarm und die Zugstange im Fundament kein Raum vorhanden, so wird letzterer aufwärts statt abwärts gerichtet.

Backenscheere mit Exzenterbewegung. Eine solche Scheere zeigen Fig. 796 und 797; die Bewegung erfolgt durch die exzentrische Scheibe *n*, welche den längeren Arm des Hebels *h* emporhebt; der Niedergang tritt durch das Eigengewicht ein. Diese Bewegungsart bedingt eine gerad-

linige Form des Hebels; sie ist einfacher als die vorige, benöthigt jedoch mehr Raum, und das Gewicht des Hebels ist dabei nicht ausgeglichen. Auch ergibt sich eine starke Reibung zwischen Exzenter und Scheerenhebel, daher am Ende des letzteren zuweilen eine Rolle befestigt wird, welche sich auf dem Exzenter abwälzt. Beide Träger w, t des Zapfens sind hier mit der Grundplatte p aus einem Stücke gegossen; $s s_1$ sind die auswechselbaren Schneiden. Diese Scheere ist auch zum Schneiden von Blech bestimmt, daher der Zapfen tiefer gelegt und der Ständer so weit verlängert, dass das Blech auf dessen ebener Oberfläche parallel zur Ebene des Scheerenhebels successiv weiter geschoben werden kann.

Auf der Phönixhütte werden zwei solche Scheeren mit entgegengesetzt gestellten Hebeln durch zwei unter 180° gegen einander versetzte Exzenter auf gemeinschaftlicher Welle bewegt.

Bewegung durch einen Kniehebel. Von Herrn Kusebauch in Zeltweg werden Scheeren nach der durch Fig. 802 dargestellten Construktion ausgeführt. Der Scheerhebel h ist zwischen zwei Backen des aus einem Stück bestehenden Ständers a eingesetzt. Die Bewegung erfolgt von der Kurbel b aus mittelst Stange c und zweier Gelenke $d e$, von welchen e unten am Ständer, oben an der Schubstange c, und d unten gleichfalls an der Schubstange, oben am Scheerhebel drehbar befestigt ist. Die Umsetzung ist dabei eine sehr günstige, indem bei Beginn des Schnittes, wo die Kurbel im todten Punkte steht und die Gelenke $d e$ in einer Geraden liegen, der vom Scheerhebel beschriebene Bogen gegen den von der Kurbel zurückgelegten sehr klein, das Verhältniss des auf Abschneiden des Stabes wirkenden Druckes zur Tangentialkraft der Kurbel sehr gross ist. Da schon die Spannung der Stange c gegen den genannten Druck klein ist, erfordert eine solche Scheere nur ein verhältnissmässig kleines Fundament, das Gesammtgewicht des Apparates wird bedeutend geringer als das einer gewöhnlichen Backenscheere.

Doppelscheeren. Häufig sind Scheeren mit zwei Schneiden in Anwendung, welche sich an zwei von dem vertikalen Scheerhebel ausgehenden horizontalen Armen befinden, daher entgegengesetzte Bewegung besitzen. Eine solche Scheere zeigt die Skizze Fig. 792; darin sind a der Scheerenhebel, b die Schneiden, c das zum Betrieb dienende Exzenter, welches in einem Schlitz des Scheerhebels a gleitet.

Andere Construktionen. Den Uebergang zu den Parallelscheeren bildet die in Fig. 785 dargestellte Construktion. Der Scheerenhebel h ist einarmig, um den Punkt o drehbar und wird von der Welle w mittelst Exzenter und Schubstange bewegt; die Lagen der Schneide s_1 sind daher unter einander parallel; es scheint jedoch zweckmässiger, wenn die

Bewegung in einer Vertikalebene erfolgt, wie bei der gewöhnlichen Anordnung der Parallelscheeren.

Den Circularscheeren nähert sich wieder die in Fig. 793 skizzirte, welche für dünne Bleche dient. Sie besteht aus der exzentrischen Scheibe *s*, welche auf der Welle *o* fest ist und mit dieser in der Richtung des Pfeiles rotirt. Bei entsprechender Form der beweglichen Schneide bleibt deren Neigung gegen die feste Schneide an der Schnittstelle constant, allein der Schnitt erfolgt entweder nur während eines geringen Theiles der Umdrehung, wie in Fig. 793, oder es ergibt sich eine bedeutende gleitende Reibung der beweglichen Schneide gegen das Blech.

Scheeren mit besonderer Dampfmaschine. Grosse Backenscheeren werden durch besondere Dampfmaschinen betrieben, und dadurch der Vortheil erreicht, dass der Gang derselben nach Belieben regulirt werden kann und von dem anderer Arbeitsmaschinen unabhängig ist.

In diesem Falle wird der Hebel wie in Fig. 797 oder ähnlich geformt, der Dampfcylinder vertikal über oder unter die Scheere gestellt, durch Kolben und Schubstange der lange Hebelarm bewegt. Dabei ist ein Schwungrad nothwendig, dessen Welle durch Kurbel und Lenkstange mit dem Scheerenhebel verbunden ist, und welches die beim Aufgange der beweglichen Schneide vom Dampfe produzirte Arbeit aufnimmt. Ein oszillirender Cylinder ist zweckmässig, weil derselbe dem Hebel näher gerückt werden kann und die Schubstange entbehrlich macht. Ist die Dampfmaschine einfachwirkend, was auch vorkommt, so ist noch immer ein Schwungrad mit Kurbelwelle nothwendig, da der Widerstand während des Schnittes sehr veränderlich ist; nebstdem begrenzt die Kurbel den Hub.

Handscheeren. Diese werden zum Schneiden dünner Bleche und des Bandeisens benützt; sie erhalten häufig die Form eines einarmigen Hebels, an dessen freiem Ende der Handgriff, in der Nähe des fixen Drehpunktes die Scheide angebracht ist. Zur Verstärkung des auszuübenden Druckes wird auch doppelte Hebelumsetzung verwendet.

Anwendung und Betriebskraft. Backenscheeren erfordern wenig Raum, bei Winkelscheeren ist das Gewicht des Hebels nahe ausgeglichen. Sie sind jedoch kostspielig und zeigen besonders den Nachtheil, dass sie stets so lange im Gang bleiben, als die Betriebswelle, ob nun geschnitten wird oder nicht; hiemit ist eine stärkere Abnützung der Zapfen und ein grösserer Schmierverbrauch verbunden. Eine abgesonderte Dampfmaschine ist daher für grosse Scheeren stets am Platz. Für Bleche sind sie nur mehr bei geringen Stärken in Anwendung.

Die Anzahl Schnitte beträgt für Stücke von grossem Querschnitte

25 bis 40, für Feineisen bis 60 pr. Minute. Die Betriebskraft lässt sich nicht wohl berechnen; es wäre gefehlt, die Arbeitsgrösse pr. Schnitt dem Produkt aus dem oben angegebenen Widerstande gegen das Abscheeren und dem von der beweglichen Schneide zurückgelegten Wege gleichzusetzen; denn jener grösste Widerstand ist wahrscheinlich nur durch sehr kurze Zeit vorhanden. Der mittlere Widerstand während des Schnittes ist, nach vorhandenen Ausführungen zu urtheilen, nur ein aliquoter Theil des grössten, und kann nicht verlässlich angegeben werden. Die Betriebskraft ist übrigens gering und braucht, wenn die Scheere durch Transmission von der Walzwerkmaschine betrieben wird, nicht speziell berücksichtigt zu werden. Eine Scheere für Grobeisen oder Rohschienen erfordert bei der obigen Zahl Schnitte 4 bis 6 Pferdekräfte.

Parallelscheeren.

Diese dienen zum Schneiden von Stäben, vorzüglich aber von Blech. Im ersten Falle ist nur eine kurze, im letzten, da das Blech wenigstens der Quere nach durch einen einzigen Schnitt getrennt wird, eine lange Schneide erforderlich, wodurch auch die Construktion der bewegten Theile und des Gerüstes modifizirt wird.

Schneiden. Die feste Schneide ist horizontal, die bewegliche geht vertikal auf und nieder und erhält bei Scheeren für Stäbe eine Neigung von etwa $^1/_8$, damit wieder der Schnitt successiv erfolgt, und der Widerstand gegen das Abscheeren, der dann auf einem grösseren Wege zu überwinden ist, kleiner ausfällt. In der That haben Versuche von Eastwood*) dargethan, dass bei flach aufgelegten Stäben von 2·6 Cent. Dicke und 8 Cent. Breite der Widerstand gegen das Abscheeren um $^1/_4$ kleiner war, wenn eine Schneide von $^1/_8$ Steigung statt einer horizontalen angewendet wurde. Der Unterschied wird um so fühlbarer, je grösser die Breite der Stäbe im Vergleiche zu ihrer Dicke ist. Bei stärkerer Steigung ist übrigens auch eine grössere Hubhöhe der beweglichen Schneide nothwendig.

Bei Parallelscheeren für Kesselbleche wird, deren grösster Breite entsprechend, die Schneide bis 3^m lang gemacht, erhält jedoch nur ungefähr $^1/_{16}$ Steigung, damit die Hubhöhe nicht grösser als 15 bis 25 Cent. wird, und der Bewegungsmechanismus leichter auszuführen ist.

Im Uebrigen ist bezüglich der Schneiden das bei Backenscheeren Gesagte zu berücksichtigen.

---

*) Polyt. Centralblatt 1859, No. 1.

Widerstand gegen das Abschneiden. Bei quadratischen oder Flachstäben, deren Breite gegen die Dicke nicht sehr gross ist, ist dieser Widerstand gleich der Abscheerungsfestigkeit, welche man zu 3300 Kil. pr. Quadratcent. für Schmiedeeisen annehmen kann.

Bezeichnen für Blechscheeren n die Steigung der beweglichen Schneide $a\,b$, Fig. 784, und δ die Blechdicke, so ist $\frac{\delta}{n}$ die Länge des Blech-Querschnittes, welcher vertikal unter den arbeitenden Theil der Schneide fällt; dieser Querschnitt selbst ist ein Dreieck. Nebstdem ruft die Bewegung der Schneide auch in den angrenzenden Theilen einen Widerstand hervor, dessen Grösse jedoch nicht bekannt ist. Man geht jedenfalls sicher genug, wenn man die Breite des Querschnittes auf seine ganze Länge gleich δ, daher die grösste dem Abscheeren widerstehende Fläche gleich $\frac{\delta^2}{n}$ setzt. Dagegen darf mit Rücksicht auf die oben besprochenen Versuche der Widerstand mit 2500 statt 3300 Kil. pr. Quadratcentimeter genommen werden. Denn die Steigung der Schneide ist zwar geringer als bei jenen Versuchen, und der Schnitt dadurch erschwert, dafür aber die Länge des momentan abzuscheerenden Querschnittes im Verhältnisse zu seiner Breite grösser. Es kann also der grösste Widerstand gegen das Abscheeren

$$Q = 2500\,\frac{\delta^2}{n}\ \text{Kil.}$$

gesetzt werden. Ist $n = \frac{1}{16}$, so ergibt sich

$$Q = 40000\,\delta^2\ \text{Kil.},$$

worin δ in Centimetern einzusetzen ist.

Die Maschinentheile, welche diesem Drucke zu widerstehen haben, können mit etwa 2facher Sicherheit gegen Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze berechnet werden. Die bewegliche Schneide ist an einer vertikal geführten Gusseisenplatte befestigt, welche an beiden Enden mit Zug- oder Druckstangen in Verbindung steht; die Platte ist auf den ungünstigsten Fall, wo der Druck Q auf deren Mitte wirkt, zu berechnen, und bezüglich der erwähnten Stangen zu beachten, dass bei den breitesten Blechen zu Anfang und Ende des Schnittes der Druck Q nahe den Enden der Schneiden vorhanden ist, daher grösstentheils auf eine der Stangen und die damit verbundenen Theile übertragen wird.

Parallelscheeren für Stäbe. Da bei solchen Scheeren die Schneide nur geringe Breite besitzt, dient zur Bewegung meist nur eine einzige Druckstange in Verbindung mit einem Exzenter, dessen Mittelpunkt in einem Kreise senkrecht zur Richtung der festen Schneide rotirt.

Eine Parallelscheere für Feineisen zeigen Fig. 786 bis 788.*) Auf der Grundplatte *p* ist das aus Einem Stücke gegossene Scheerengerüst verkeilt, welches aus der horizontalen Platte *q* und zwei parallelen Wänden *w* besteht, welche durch die Querwand *n* verbunden sind; an dieser befindet sich die feste Schneide *s*. Die bewegliche Schneide s_1 ist an einer Gusseisenplatte befestigt, welche durch die Kurbelaxe *a* und eine kurze Schubstange *b* bewegt wird. Die Lager der Welle *a* befinden sich am oberen Ende der Wände *w*. Die Schneidplatte ist in der aus dem Horizontalschnitte, Fig. 787, ersichtlichen Art geführt, indem die zugeschärften Ränder derselben zwischen festgeschraubten Schmiedeeisenschienen *t* und Ansätzen der Wände *w* gleiten.

Ist eine Scheere solcher Construktion zum Zerschneiden schwerer Stäbe in lange Stücke bestimmt, so muss seitwärts von den Schneiden, bei *o* Fig. 788 ein Raum vorhanden sein, in welchen der Stab nach dem Schnitte gebracht wird, da man nicht im Stande ist, denselben zwischen den Schneiden während eines einzigen Aufganges schnell genug vorzuschieben. Das Vorschieben erfolgt nun in dem Einschnitt *o*, und danach wird der Stab von der Seite her wieder zwischen die Schneiden gebracht.

Für diesen Fall hat man auch Scheeren, bei welchen eine der Wände *w* weggelassen, daher die Schneide an der betreffenden Seite ganz frei ist; die Führung an der anderen Seite muss dann mittelst schwalbenschwanzartiger Nuth erfolgen.

Statt dessen kann man zu gleichem Zwecke einen wie bei Kesselblechscheeren einzurichtenden Ausrückapparat anbringen.

Andere Construktionen. Unter Umständen wird wegen ihrer Einfachheit die in Fig. 801 skizzirte Scheere**) mit Vortheil zu verwenden sein. Das Gerüst derselben besteht aus einer Grundplatte, an welche sich 4 Säulen *a* anschliessen, die oben durch zwei Bögen *b* vereinigt sind. An dem stärkeren von diesen befindet sich die feste Schneide, die bewegliche *c* ist zwischen den Säulen *a* geführt und liegt frei auf dem Exzenter *e* an der Betriebswelle; letztere besitzt ihre Lager ebenfalls zwischen den Säulen *a*. Durch das Exzenter wird die Schneide *c* stets gehoben und bewegt sich dann wegen ihres Eigengewichtes wieder abwärts.

Soll eine Parallelscheere durch einen eigenen Dampfcylinder bewegt werden, so kann man denselben seitwärts an einer der Wände *w*, Fig. 788, ferner an einem Ende der Welle *a* die Maschinenkurbel und am anderen das Schwungrad befestigen.

---

*) Zeichnungen der „Hütte“ 1858, Tafel 39.

**) Jordan, Album du cours de métallurgie, neue Ausgabe 1875, S. 204.

Parallelscheeren für Kesselblech. Diese sind auf eine Zahl von 6 bis 12 Schnitten pr. Minute eingerichtet, welche jedoch nur beim Schneiden leichterer Bleche wirklich ausgeführt wird. Grosse Stücke erfordern längere Zeit, um auf dem Scheerentische in die richtige Stellung gebracht zu werden; die bewegliche Schneide ist während dessen ausser Verbindung mit der Kraftmaschine, welche in Gang verbleibt und die produzirte Arbeit an ein Schwungrad überträgt. Nach Wiederherstellung der obigen Verbindung wird das Blech zerschnitten und die dazu nothwendige Arbeit grösstentheils durch das Schwungrad geliefert.

Um die vertikal bewegliche Schneide in und ausser Verbindung mit der Maschine zu bringen, ist das Gewicht derselben ausgeglichen und wirken auf dieselbe von Exzentern getriebene Druckstangen, welche ausgerückt werden können und sich dann frei auf- und nieder bewegen, während die Schneide wegen der Gegengewichte in der höchsten Stellung verbleibt.

Die Blechscheeren können eine zu Fig. 788 ähnliche Construktion erhalten; wegen der langen Schneide sind jedoch zwei Druckstangen und zwei Kröpfungen an der Welle erforderlich. Da eine solche Welle schwer herzustellen und weniger sicher ist, so empfiehlt es sich mehr, zur Bewegung der Druckstangen zwei am freien Ende von abgesonderten Wellen befindliche Exzenter zu verwenden, deren Rotationsebene nun parallel zur Ebene der Schneiden liegt. Diese Anordnung ist auch die gebräuchlichere.

Zum Betrieb dient in der Regel eine abgesonderte Dampfmaschine.

Detailconstruktion einer Kesselblechscheere. Die sehr zweckmässig ähnlich den Borsig'schen eingerichtete grosse Blechscheere zu Neuberg, welche in Th. Schulz's Maschinenfabrik zu Wien construirt wurde, stellen Fig. 810 in der Vorder-, 812 in der Rückansicht, 811 im Vertikal- und 813 im Horizontalschnitte nach *M N* dar. In Fig. 810 ist *a* die Kurbelwelle, durch einen in Fig. 812 ersichtlichen Dampfcylinder bewegt; auf der Kurbelwelle befinden sich das Schwungrad *S* und das Getriebe *b*, welches mit dem grösseren *c* in Eingriff steht. Auf der Welle des letzteren ist wieder das Getriebe *d* befestigt, welches mittelst der Zahnräder *z* zwei am vorderen Ende verstärkte Wellen bewegt, an welchen sich die exzentrischen Zapfen *e* befinden. Die Exzentricität beträgt 8 Cent., daher der Hub 16 Cent. Auf die Zapfen *e* sind die starken Druckstangen *f* (s. auch Fig. 811) aufgeschoben, welche beim Niedergange gegen die Platte *g* wirken, an der die bewegliche Schneide *h* befestigt ist; *i* ist die ruhende Schneide. Die Stangen *f* drücken gegen auswechselbare, in der Platte *g* festgekeilte Untersätze *u*. Der Aufgang der Platte *g* erfolgt durch zwei Hebel *l*, von welchen Stangen mit

Gegengewichten herabhängen, deren Gewicht das der Platte *g* mehr der Reibung etwas übersteigt. Sollte letztere so gross werden, dass der Aufgang dadurch verhindert ist, so erfolgt die Hebung der Platte *g* durch die zwei Zugstangen *k*, welche auf die Zapfen *e* aufgeschoben und durch vorgeschraubte Scheiben befestigt sind.

Um die Druckstangen *f* ausrücken zu können, sind dieselben nach Fig. 810 durch die Stangen *n*, *n* unter sich und mit dem zweiarmigen Hebel *m m* verbunden, dessen unterer Arm sich von Hand bewegen lässt, während der andere mit einem Gewichte beschwert ist. Die mit letzterem verbundene geschlitzte Stange *o*, welche über einem am Gerüste festen Zapfen gleitet, begrenzt die Bewegung des Mechanismus nach beiden Richtungen. Dreht man während des Aufganges den Hebel *m* in der Richtung des Pfeiles, so werden die Enden der Druckstangen *f* von den Untersätzen *u* entfernt; die Platte *g* wird durch die Gegengewichte noch bis in die höchste Stellung gehoben, verbleibt jedoch fortan darin, da die Gewichte auf Unterlagen ruhen und die Stangen *k* unten mit Schlitzen versehen sind, welche über den an der Platte *g* festen Aufhängzapfen gleiten, während die Exzenter *e* ihre Drehung fortsetzen. Die Unterlagen für die Gegengewichte der Platte *g* befinden sich in solcher Höhe, dass diese Platte eben nur bis in die gezeichnete höchste Stellung aufsteigt. Nachdem zwischen den Untersätzen *u* und den Druckstangen *f* ein Spielraum vorhanden ist, so können letztere stets wieder eingerückt und dadurch die Platte *g* in Gang gesetzt werden. Die Berührungsflächen von *f* und *u* sind abgerundet, die Zapfen, welche in die Schlitze der Stangen *k* ragen, mit Gleitrollen versehen.

Die Führung der Schneidplatte *g* ist am besten aus dem Horizontalschnitte ersichtlich. Diese Platte schleift einerseits an dem Gerüste, anderseits an den durch Schrauben befestigten Leisten *q*; durch Stellschrauben *r* mit Gegenmuttern können die Leisten *q* gegen die Platte *g* etwas angedrückt und dadurch eine genaue Vertikalbewegung erreicht werden; die Befestigungsschrauben der Leisten *q* müssen daher in ihren Löchern etwas horizontalen Spielraum haben.

Die Schneide *h*, Fig. 810, ist am tiefsten Punkte mit einem Ansatz versehen, welcher auch bei der höchsten Stellung noch unter die feste Schneide vorragt und dadurch die bewegliche Schneide stets hinter der festen zu verbleiben nöthigt. Sollen lange Bleche beschnitten werden, so müssen dieselben nach jedem Schnitte um ein Stück vorgeschoben werden; da der genannte Ansatz dabei hinderlich ist, muss derselbe wegbleiben und an seiner Stelle die Vorderfläche der beweglichen Schneide etwas abgeschrägt werden, damit diese beim Niedergang nicht gegen die feste Schneide stösst. Auch ist es zweckmässig, das andere Ende nicht

gerade auslaufen zu lassen, sondern nach Fig. 810 etwas stärker ansteigen zu lassen, weil sonst die noch nicht durchschnittene Fortsetzung des Bleches vom Eck der Schneide durchgerissen wird.

Während des Richtens der Bleche befinden sich diese auf einem Tische, welcher aus der etwas geneigten gusseisernen Platte *s s* und einer stärkeren vertikalen besteht, an welcher die feste Schneide *i* angeschraubt ist. In dem durch Rippen *t* gestützten Tische *s s* befinden sich Einschnitte, an welche sich unten beiderseits Falze anschliessen. Um das Blech während des Schneidens am Tische niederzuhalten, bedient man sich des in Fig. 807 und 808 dargestellten Werkzeuges; dasselbe wird so in die Einschnitte des Walzentisches geschoben, dass die runden Zapfen *z* in die Falze gelangen, und die Platte *a* auf dem Bleche liegt, welches durch Aufheben der Stange *a b* bei *b* an den Tisch gedrückt wird.

Das Gerüste der Scheere ruht auf einer starken, mit dem Ansatze *v*, Fig. 813, zur Befestigung des Dampfcylinders versehenen Grundplatte, und besteht aus zwei Ständern, deren Form Fig. 811 zeigt. An der Vorderseite sind die Ständer mit sehr starken Rippen versehen, an welche unten der Walzentisch festgeschraubt ist; hierauf folgt eine Ausbauchung *A*, um das über die Schneiden vorragende Blech parallel zu den letzteren fortschieben zu können; weiter oben sind die Rippen erweitert und enthalten die Führungen für die Schneideplatte *g*; ganz oben endlich bilden sie die Lager für die Wellen der Exzenter *e*, wie Fig. 810 zeigt. Die an den beiden Ständern festgeschraubten Träger *w w* stützen die vorderen Zapfenlager der Schwungrad- und der darunter befindlichen Transmissionswelle. Am unteren Träger *w*, Fig. 811, sind auch die Drehungszapfen der Ausgleichungshebel *l* aufgehängt.

Die Deckelschrauben der vorderen Lager für die Exzenterwellen werden mitunter in Angüssen der Ständer bis unter die Führungen der Schneide herab fortgesetzt, um einem Zerreissen der Ständer unterhalb der genannten Lager thunlichst vorzubeugen.

An der Rückseite der Ständer befinden sich schmälere Rippen, welche oben die aus Fig. 812 ersichtlichen Lager der Exzenterwellen enthalten. Zwischen beiden ist der Rahmen *x* befestigt, welcher die rückseitigen Lager der Schwungrad- und Vorgelegewelle trägt. Der Dampfcylinder *p* ruht auf einem Untersatze und ist seitwärts, daher schief gestellt, um den Raum hinter den Ständern freizuhalten, lange Bleche durch das Gerüst schieben und die hinter der festen Schneide sich sammelnden Abfälle leicht entfernen zu können. Das Gleitstück wird durch Stangen geführt, die einerseits am Cylinder, anderseits an der Schiene *y* befestigt sind. Die letztere ist in der Mitte entsprechend gebogen, um die Schubstange frei spielen zu lassen, und mit dem Lager-

bocke x sowie mit einem der Gerüstständer auf die aus Fig. 811 ersichtliche Art verbunden. Der Schieber wird durch eine Gegenkurbel bewegt.

Gewichtsausgleichung durch Kautschukplatten. Eine solche, bei einer Scheere für Stäbe angewendete Ausgleichung des Gewichtes der beweglichen Schneide zeigt Fig. 800.*) An der beweglichen Schneide befindet sich der Stahlzapfen z, welcher auf dem bei a drehbaren Hebel h ruht. Der letztere ist durch eine Reihe abwechselnder Kautschuk- und Schmiedeeisenplatten gestützt, die in dem Cylinder c eingeschlossen sind. Beim Niedergange der Druckstange wird das Kautschuk zusammengepresst, beim Aufgange hebt dasselbe die bewegliche Schneide, welche in der höchsten Stellung verbleibt, wenn die Druckstange ausgerückt ist. Durch zwei geschlitzte, über Zäpfchen geschobene Schienen ist der Hebel h mit dem Cylinder c verbunden.

Schwungrad, Betriebskraft. Da es sich bei schweren Blechen meist weniger um die Ausführung einer grösseren oder überhaupt nur einer bestimmten Zahl Schnitte in gegebener Zeit handelt, so genügt ein verhältnissmässig geringer Betriebseffekt, wenn nur das Schwungrad das hinreichende Gewicht besitzt.

Das Schwungrad muss schwer genug sein, um die grösste zu einem Schnitte erforderliche Arbeit aufsammeln zu können, ohne dass die angenommene Maximalgeschwindigkeit der Maschine überschritten wird. Diese Arbeit ist wahrscheinlich der Breite des Bleches nahe proportional, steht aber zu dessen Dicke in einem unbekannten Verhältnisse; da es an einem mathematischen Ausdrucke für dieselbe fehlt, kann auch das Schwungradgewicht nicht auf theoretischem Wege gefunden werden.

Die mit Dampfkraft betriebenen Parallelscheeren mit 1·6 bis 2^m Schnittlänge erhalten bei ca. 3 Atmosphären Dampf-Ueberdruck gewöhnlich einen Cylinder von 20 bis 30 Cent. Durchmesser, 40 bis 60 Cent. Hub und 100 bis 150 Doppelhuben pr. Minute, dabei 6- bis 18fache Umsetzung, d. h. die Zahl doppelter Kolbenläufe ist 6 bis 18 mal so gross als die Zahl Schnitte, welche gleichzeitig erfolgen können. Diese Umsetzung lässt sich übrigens berechnen, indem man die grösste zulässige Kolbengeschwindigkeit festsetzt, danach die Zahl Hube des Dampfkolbens pr. Minute ermittelt und durch die grösste Zahl Schnitte pr. Minute dividirt, welche die Scheere auszuführen fähig sein soll.

Bei Dampfscheeren von den obigen Dimensionen findet man Schwungringe von 1·6 bis 2^m Durchmesser und 800 bis 1200 Kil. Gewicht. Mit der beschriebenen Neuberger Kesselblechscheere, deren Schwungring 2^m Durchmesser besitzt und gegen 1200 Kil. wiegt, lassen sich Platten

*) Zeichnungen der „Hütte" 1861, Tafel 18_n.

von 3·3 Cent. Stärke noch bis 1^m Breite schneiden; sollte die Schnittlänge solcher Bleche z. B. auf $1·5^m$ erhöht werden können, so müsste der Schwungring bei ungeändertem Durchmesser ca. 1700 Kil. Gewicht erhalten.

Eine Scheere für $2·5^m$ breite und 4 Cent. dicke Bleche erfordert bei 120 Umgängen der Kurbelwelle und 12facher Umsetzung einen Cylinder von $0·5^m$ Durchmesser und $0·5^m$ Hub, und ein Schwungrad von $2·5^m$ Durchmesser und 300 Kil. Gewicht.

Circularscheeren.

Diese werden zur Ausführung langer Schnitte benützt; sie bestehen aus zwei rotirenden Scheiben, deren Rand abgeschrägt ist, daher in einem durch die Axe gehenden Schnitte dieselbe Form zeigt, welche die Schneiden der übrigen Scheeren erhalten. Man kann sich daher unter Fig. 794 auch den Schnitt der Ränder beider Scheiben vorstellen, welche entgegengesetzte Drehung erhalten. Wird das zu schneidende Stück parallel zur Ebene der Scheiben geführt, so erfolgt ein ebener Schnitt. Die stählernen Scheiben erhalten je nach der Dicke der Bleche 2 bis 4 Cent. Stärke und 16 bis 32 Cent. Durchmesser; sie übergreifen einander um 0·6 bis 1·2 Cent. Die im Durchschnittspunkt der Scheiben-Umfänge gezogenen Tangenten zu diesen Umfängen dürfen keinen zu grossen Winkel mit einander einschliessen, da sonst die Schneiden am Blech gleiten.

Circularscheeren eignen sich besonders zum Schneiden dünner Bleche, weil die Zeit wegfällt, welche sonst zur Hebung der beweglichen Schneide nothwendig ist, daher die Leistung grösser wird. Hingegen sind besondere Vorkehrungen zur Geradführung des Bleches nothwendig, namentlich wenn dessen Ränder zu beschneiden sind, daher noch keine ebene Seitenfläche vorhanden ist, welche durch das Gleiten an Widerlagern, die sich am Gerüste befinden, die geradlinige Bewegung erhält. Man ist dann genöthigt, das Blech auf einem Wagen zu befestigen, der auf einer zur Ebene der Schneiden parallelen Bahn läuft; die Schienen erhalten oben zwei zu einer Kante zusammenlaufende Flächen, auf welchen die Räder mit entsprechend geformter Spur laufen. Für kleinere Bleche wendet man einen Support an, der eine geradlinige Bewegung erhält. In Kesselschmieden sind rotirende Scheeren zu treffen, welche zum Zerschneiden der Bleche in Streifen dienen.

Statt aus zwei rotirenden Scheiben kann die Scheere auch aus einer einzigen bestehen, welche längs einer festen Schneide bewegt wird, jedoch

eine grössere Umfangsgeschwindigkeit erhält, als der fortschreitenden Bewegung der Axe entspricht, damit das Blech vor dem Schnitte etwas angespannt ist.

Schneidwerke.

Die Erfindung der Schneidwerke ist älter als die der Walzwerke; sie wurden benützt, um feinstes Quadrateisen und Flachstäbe von geringem Querschnitte billiger herzustellen als unter Hämmern. Seit jedoch der Walzprozess so weit fortgeschritten ist, dass damit auch sehr feine Eisensorten erzeugt werden können, spielen die Schneidwerke eine untergeordnete Rolle und werden vorzüglich nur mehr zur Erzeugung von Quadrateisen mit 3 bis 7 Millimeter Stärke benützt.

Construktion. Die Schneidwerke bestehen aus zwei ober einander liegenden, entgegengesetzt gedrehten Wellen, auf welchen abwechselnd grössere Schneid- und kleinere Mittelscheiben befestigt sind. Die oberen Schneidscheiben greifen zwischen die unteren ein, der Apparat wirkt daher wie eine Reihe von Circularscheeren, durch welche der senkrecht gegen die Wellenaxe eingeschobene Flachstab in mehrere schmälere zerschnitten wird. Sämmtliche Schneidscheiben erhalten cylindrische Ränder, da sie mit beiden Kanten schneiden. Die Mittelscheiben dienen blos als Einlage zwischen den vorigen.

Die Schneidscheiben werden aus Schmiedeeisen gefertigt und am Rande gestählt, besser ganz aus Stahl hergestellt; die Mittelscheiben bestehen aus Schmiedeeisen.

Die Wellen des Schneidwerkes sind in einem Gerüste gelagert, welches dem für Walzen gebräuchlichen ähnlich ist; durch die Oeffnung zwischen je einer Schneid- und der an der anderen Welle befindlichen Mittelscheibe werden horizontale Abstreifschienen (Brillen) gelegt und nebstdem die Zuführung der Platinen durch einen Einlass regulirt. In den Kappen der Ständer sind Stellschrauben für die obere Welle angebracht.

Dimensionen. Man soll nicht zu viel Stäbe auf einmal schneiden, weil eine grössere Zahl von Scheiben nicht leicht in genau richtiger Stellung auf der Welle zu befestigen ist. Dadurch ist die Breite der Platinen für feine Quadratstäbe beschränkt. Die Platinen selbst werden nicht breiter als 14 Cent. genommen, daher Flachstäbe in um so kleinerer Anzahl gleichzeitig geschnitten, je grösser die Breite derselben ist. Der Durchmesser der Schneidscheiben für feines Quadrateisen beträgt 32 bis 38 Cent., die Umfangsgeschwindigkeit ca. 1^m, daher die Zahl Umgänge 60 bis 50 pr. Minute.

Ein Schneidwerk erfordert 10 bis 12 Pferdekräfte.

Will man auf einem Schneidwerke Quadrat- oder Flachstäbe von verschiedenen Breiten erzeugen, so sind ebenso viele Garnituren von Schneid- und Mittelscheiben, dann von Abstreifmessern nothwendig. Die Dicke aller Scheiben ist gleich der Breite der zu erzeugenden Stäbe; die Abstreifschienen können, um etwas Spielraum zu erhalten, um $^1/_2$ Millimeter schwächer gehalten werden.

Beschreibung eines Schneidwerkes. Ein von Herrn W. A. Dressler construirtes zu Dobřiv in Böhmen aufgestelltes Schneidwerk zeigen Fig. 781 im Quer-, 780 im Längen- und 782 im Horizontalschnitte nach *M N*, worin die bewegten Theile weggelassen sind. Die Form der Ständer ist aus den Figuren ersichtlich; in Fig. 782 ist auch einer von den Fusslappen *L* des Ständers im Grundrisse gezeichnet. Die gusseisernen Wellen *a* sind durch Muffe und Kupplungsspindeln mit einer Walzenstrasse verbunden, mit angegossenen Scheiben *s* und den in Nuthen eingesetzten schmiedeeisernen Leisten *d* versehen. An die Scheiben *s* schliessen sich abwechselnde Schneid- und Mittelscheiben, daran gusseiserne Schlussscheiben *e*; auf der unteren Welle sind noch die ebenfalls gegossenen Ringplatten *n* eingelegt, welche die Schneidscheiben an der Stelle, wo der Schnitt erfolgt, zusammenhalten. Die Verbindung aller dieser Theile erzielen die Schraubenbolzen *o*. Die Zapfen beider Wellen ruhen in Lagern; die Unterlager der oberen Welle sind mit Schrauben an der Ständerkappe aufgehängt.

An den Gerüstständern befinden sich Leisten *l* und horizontale Platten *p*, deren Form der Horizontalschnitt zeigt; auf *p* sind schmiedeeiserne Platten *q*, auf diese quergehende schmiedeeiserne Schienen *t*, und darauf wieder Platten *q* gelegt. Die Platten *q* werden durch vertikale Schraubenbolzen gegen *p* befestigt und greifen in Einschnitte der entsprechend ausgeschnittenen stählernen Abstreifeisen $r\,r_1$ (s. auch Fig. 781), die in zwei Reihen angeordnet sind. Die durch den Schnitt entstehenden Stäbchen werden theils durch die oberen Schneidscheiben in den Raum zwischen je zwei unteren, theils umgekehrt eingeklemmt, die ersteren Stäbchen jedoch durch die Brillen r_1, die letzteren durch *r* fortgeleitet. Die Schienen *t*, welche Fig. 783 in der Seitenansicht zeigt, sind zwischen den Platten *q*, Fig. 782, eingeklemmt, einerseits mit einem Kopfe, anderseits mit einer Oeffnung versehen; durch diese Oeffnungen werden Keile getrieben und hiemit wieder die Platten *q* gegen die Leisten *l* an den Gerüstständern festgezogen. An der Innenseite der Schienen *t* sind Ausschnitte angebracht, um den Raum für die Scheiben *s* frei zu machen, die Köpfe der Schienen *t* bei *E*, Fig. 782, abgeschrägt, um die zu

schneidenden Platinen einlassen zu können; bei *A* treten die geschnittenen Stäbe aus.

Circularsägen.

Diese Apparate erzielen eine ebene, senkrecht auf der Stabrichtung stehende Schnittfläche, und werden daher angewendet, wenn ein solcher Schnitt nothwendig ist, wie z. B. für Façoneisen, welche beim Schneiden mit Scheeren einer Deformirung ausgesetzt sind, und insbesondere zum Abschneiden der Schienenenden. Neuerer Zeit findet man dieselben auch für Rund- und Flachstäbe, zum Gebrauch in Werkstätten vortheilhaft. Im Folgenden werden vorzugsweise die Schienensägen berücksichtigt.

Sägeblatt. Die Sägeblätter werden aus Stahl gefertigt und erhalten gewöhnlich 0·8 bis 1^m Durchmesser. Grosse Blätter nützen sich weniger ab und müssen nicht so oft geschärft werden, hingegen sind sie theurer und verziehen sich leichter.

Das Sägeblatt besteht entweder aus einem Stücke und kann auf die aus Fig. 791 ersichtliche Art zwischen zwei durch Schrauben verbundenen Scheiben *a b* eingeklemmt werden, von welchen die eine *a* festgekeilt ist, die andere sich abnehmen lässt, so dass das Sägeblatt entfernt werden kann. Statt dessen fertigt man auch die Blätter aus mehreren Stücken; Fig. 789 und 790 zeigen die Befestigung eines solchen, am Ende der Welle befindlichen Blattes. Die Scheibe *a* ist an der Welle fest, und das aus mehreren Segmenten bestehende ringförmige Sägeblatt *s* durch den aufgeschraubten Gusseisenring *b* damit verbunden. Das Sägeblatt soll über die Scheiben *a b* nicht mehr als 25 bis 30 Cent. radial vorragen; bei Schienensägen ist nicht mehr als 14 bis 15 Cent. Vorragung nöthig.

Sollen die Blätter auf der Welle verstellbar sein, so muss letztere eine längere Keilnuth erhalten.

Zähne. Fig. 809 zeigt die Zähne in halber Naturgösse. Dieselben werden nur wenig geschränkt, d. h. abwechselnd nach beiden Seiten von der Ebene des Blattes gebogen.

Durch beständiges Nachfeilen und frisches Einhauen von Zähnen verkleinert sich allmälig das Blatt; so verwendet man z. B. Blätter, die anfangs 1^m Durchmesser besitzen, noch bis zu 0·75^m Durchmesser herab. Es müssen dann Befestigungsplatten verschiedenen Durchmessers bereit gehalten werden, damit der freie Rand des Blattes stets die genügende Breite besitze.

Man construirt auch Sägeblätter, bei welchen die Zähne einzeln in das Sägeblatt eingesetzt sind, sich daher nach erfolgter Abnützung oder

Bruch auswechseln lassen. So soll die in Fig. 803 und 804*) skizzirte, von Spaulding erfundene Einrichtung in Amerika viel Verbreitung gefunden haben. Die Zähne z sind an der Rückseite mit einer Nuth versehen, in welche der Rand eines Einschnittes am Sägeblatte eingreift, und werden durch einen kleinen Keil *a* befestigt. Nach Ausziehen desselben kann der Zahn herausgetrieben werden, indem man bei *b* einen Keil einschlägt. Eine andere derartige Einrichtung stammt von Miller.**) Jedenfalls müssen solche Blätter bedeutend theurer sein als gewöhnliche.

Einrichtung der Sägen. Da die Stäbe meist glühend zersägt werden, so lässt man, um eine starke Erhitzung und die damit verbundene Erweichung des Sägeblattes zu verhüten, das letztere in ein mit Wasser gefülltes Becken tauchen.

Sind Stäbe von bestimmter Länge herzustellen, so werden häufig zwei Sägeblätter in entsprechendem Abstande auf der Welle angebracht, welche den Stab an beiden Enden gleichzeitig abschneiden. Wenn Stäbe von verschiedener Länge herzustellen sind, müssen die Sägeblätter auf der Welle verschiebbar sein; bei Stellung derselben ist zu berücksichtigen, dass die Stäbe beim Erkalten sich zusammenziehen. Ganz genau lässt sich mittelst zweier Blätter die gewünschte Länge der Stäbe nicht einhalten, weil diese nicht alle mit gleicher Temperatur zum Schneiden gelangen; man sägt daher zuweilen den Stab erst an einer Seite ab, lässt denselben erkalten und sägt hierauf das zweite Ende ab, nachdem blos dieses erhitzt wurde.

Bei Eisenbahnschienen werden oft 2 Sägeblätter auf gemeinschaftlicher Welle angebracht, der Stab vor dieselben geschoben, und mittelst des links befindlichen Blattes das rechte Schienenende abgeschnitten; sodann die Schiene bis zu einem Aufhalter weiter bewegt, der sich in dem bestimmten Abstande von dem zweiten (rechts liegenden) Sägeblatt befindet, und mittelst des letzteren das linke Schienenende abgeschnitten.

Nach dem Absägen werden die Endflächen der Schiene noch bestossen.

Sollen die Endflächen gut ausfallen, so muss der Stab während der Arbeit eine gegen die Ebene des Sägeblattes vollkommen senkrechte Lage einnehmen. Man befestigt denselben entweder auf einen genau geführten Schlitten parallel zur Axe der Säge, und bewegt den Schlitten mittelst Zahnstangen gegen das Sägeblatt; oder die Welle

*) Dingler's polyt. Journal 1867, 186. Bd., S. 285.
**) Ebendas. S. 11.

des letzteren ruht auf drehbaren Stützen und wird gegen den festen Stab bewegt.

Säge mit fixer Welle. Eine solche Einrichtung zeigen Fig. 798 und 799. Darin ist *s* das Sägeblatt, dessen Untertheil in dem gusseisernen mit Wasser gefüllten Kasten *k* läuft; *h* eine blecherne oder gusseiserne, an *k* befestigte Hülse, deren Höhlung mit Holz ausgefüttert ist. Die Holzfüllung ist mit einem Spalt versehen, in welchem sich mit geringem Spielraume das Sägeblatt dreht, und streift das von diesem mitgenommene Wasser ab. Die Theile *k* und *h* sind in Fig. 799 weggelassen. An der in 3 Lagern ruhenden Welle *w* sind die 3 Hebel *a* befestigt und an diese zwei Flachstäbe *n* angenietet, zwischen welchen die zu sägende Schiene auf den entsprechend geformten Köpfen der Hebel *a* ruht. Zwei ebenso geformte gusseiserne Blöcke *e* stützen ebenfalls die Schiene, welche in der Nähe der Säge durch den Keil *o* in ihrem Lager festgehalten wird. Um die Schiene gegen die Säge zu schieben, dient die mit einer Handkurbel *p* versehene Schraubenstange *t*, welche durch ein Muttergewinde im Ständer *c* geführt, und mit einem der Hebel *a* derart verbunden ist, dass dieser der Längenbewegung der Stange *t* folgt. Wenn der Apparat die an einer Seite bereits abgesägten Schienen am anderen Ende beschneiden soll, wird an dem von der Säge entferntesten Hebel *a* der Stab *q* in der richtigen Stellung befestigt, und jede Schiene mit dem bereits abgesägten Ende an den aufgebogenen Theil dieses Stabes *q* angestossen.

Circularsägen mit verschiebbarer Welle. Bei derartigen Sägen wird der Stab unveränderlich befestigt, und da diese Befestigung in beliebiger Stellung erfolgen kann, so lassen sich auch Schnitte schräg gegen die Axe des Stabes ausführen. Sind zwei nahe gestellte Sägeblätter oder nur eines in Anwendung, so wird ferner bei dieser Einrichtung der Mechanismus zur Verschiebung einfacher, der Antrieb der Welle jedoch complizirter.

Zu Middlesborough*) steht eine solche Schienensäge in Anwendung; zum Betrieb dient eine Dampfmaschine, deren Kurbelwelle mittelst Riemenumsetzung eine auf einem hohen Gerüst gelagerte Vorgelegewelle bewegt; von dieser wird gleichfalls durch Riemen die vertikal darunter liegende Axe der Sägeblätter in Gang gesetzt, so dass diese Axe in horizontaler Richtung soviel, als zum Durchschneiden der Schiene erforderlich ist, verschoben werden kann, ohne dass die Spannung des Riemens merklich nachlässt. Zum Verschieben dient ein horizontaler Dampfcylinder, dessen Kolbenstange an dem in einem Schlitten gleitenden

*) Polyt. Centralblatt 1872, S. 219.

Rahmen befestigt ist, auf welchem sich die Zapfenlager der Sägewelle befinden. Mit dem Dampfkolben ist ein mit Wasser gefüllter Katarakt in Verbindung, der die Bewegung moderirt. Auf zwei langen Reihen horizontaler Rollen, welche durch Umsetzung von der Dampfmaschine der Säge gedreht werden, erfolgt selbstthätig die Zu- und Fortführung der Schienen.

Bei den Sägen von Aaron Bonehill*) befindet sich an einem Gerüst seitwärts ein Dampfcylinder und oben eine von letzterem bewegte Welle. An dieser ist ein gusseiserner Rahmen lose aufgehängt, der an seinem unteren Ende die Welle des Sägeblattes trägt; auf letzterer sowie auf der oberen Welle sind Riemenscheiben aufgekeilt, durch welche die Säge ihre Drehung erhält. Das untere Rahmenende kann durch eine daran befestigte Zahnstange mittelst eines Zahnrades mit Handkurbeln verschoben und somit das Sägeblatt gegen den zu zertheilenden Stab vorgerückt werden. Die vorige Anordnung besitzt indessen grössere Solidität.

Betrieb. Die Anzahl Umgänge des Sägeblattes beträgt bei 0·8 bis 1^m Durchmesser 900 bis 1200 pr. Minute, das Schneiden einer Schiene dauert 10 bis 15 Sekunden.

Nach Truran erfordert eine Säge mit 2 Blättern von 1·37^m Durchmesser bei 820 Umgängen 11 Pferdekräfte.

Die Schienensäge zu Zeltweg wird durch eine Zwillingsmaschine von 20 Cent. Cylinderdurchmesser, 35 Cent. Hub und 80 Umgängen pr. Minute betrieben; dabei genügen zum Betrieb 2 Atm. Ueberdruck des Dampfes.

Hie und da werden Circularsägen auch durch Dampfturbinen (vergl. „Centrifugalventilatoren", S. 255) betrieben, welche indessen den bereits angeführten Nachtheil zeigen.

Durch ihre grossen Dimensionen interessant ist eine auf den Stahlwerken der London- und North-Western-Eisenbahngesellschaft befindliche, zum Schneiden von rothglühenden gehämmerten Ingots dienende Säge.**) Das Blatt derselben hat 2·13^m Durchmesser und 8 Millim. Dicke, ihre Spindel 0·15^m Stärke, die Umfangsgeschwindigkeit beträgt 66 Meter. Sie schneidet den vom Hammer kommenden Ingot von 0·154^m im Quadrat in 25 Sekunden durch; zum Betrieb dienten früher zwei Lokomotivcylinder von 0·43^m Durchmesser und 0·61^m Hub, gegenwärtig eine Brotherhood'sche Dreicylinder-Dampfmaschine.

*) Valerius, Fabrication du fer et de l'acier, 2. Aufl., S. 188.

**) Journ. of the Iron and Steel Institute 1875, S. 244.

Literatur.

Mehrere Zeichnungen von Scheeren und Circularsägen sind wieder in den älteren, mehrfach genannten Werken, dann in Truran, „das britische Eisenhüttengewerbe", den Zeichnungen der „Hütte" und Wiebe's Skizzenbuch, 20. Heft, zu finden. Eine Backenscheere, durch eine einfach- und direktwirkende Maschine betrieben, ist beschrieben in Walter's Eisenhüttenk., deutsch v. Hartmann; die genaue Beschreibung einer Circularscheere mit nur 1 rotirenden Schneide enthalten Rittinger's Mitth. über die Pariser Ausstellung 1855, S. 96; eine Maschine zum Beschneiden der Schienenenden s. ebendas. S. 99.

Valerius' 2. Auflage gibt detaillirte Zeichnung und Beschreibung insbesondere von 2 Parallelscheeren, einem Schneidewerk und einer Säge mit beweglicher Axe; Jordan's Album du cours de métallurgie, neue Ausgabe, ebenfalls Zeichnungen dieser Apparate.

Ueber Scheeren s. ferner: Wennington's rotirende Scheere, Dingler's polyt. Journal, Bd. 103, S. 90; Lemaitre's Maschine zum Schneiden starker Bleche, ebendas., Bd. 107, S. 250; einige Skizzen von Kesselblechscheeren v. Schliwa, „Erfahrungen" 1852; Neuberger Kesselblechscheere, von demselben, „Erfahrungen" 1854, S. 26; Skizze einer Kesselblechscheere, Zeitschr. für das Preuss. B.-, H.- u. Salinenwesen 1856, 3. Bd., S. 258; Parallelscheere, Berg- u. hütt. Zeitung 1859, 1. Bd., S. 251; hydraulische Scheere, Polyt. Centralblatt 1859, Nr. 1; Backenscheere mit besonderer Dampfmaschine, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 7. Bd., S. 369; rotirende Blechscheere, Berg- u. hütt. Zeitg. 1862, 4. B., S. 45; Scheere für verschieden geformte Bleche, Polyt. Centralblatt 1864, S. 1555; hydraulische Scheere von Tangye, Dingler's polyt. Journal, 175. Bd., S. 100, s. auch Revue universelle 1865, 17. Bd., S. 522; 2 Backenscheeren, mit Exzentern durch eine gemeinschaftliche oszillirende Maschine getrieben, Schönfelder, die baulichen Anlagen etc. in Preussen, 3. Jahrg., 1. Liefg., S. 12; Blechscheere für kreisrunde Schnitte v. Gerscha, „Erfahrungen" 1865, S. 13; eine kolossale Scheere, welche $^1/_8$' im Quadrat starke Stäbe schneidet, Berg- u. hütt. Zeitg. 1866, S. 340; ein eigenthümlicher Apparat zum Zertheilen runder Stahlblöcke ohne Abfall, bei der Tyres-Fabrikation benützt, Polyt. Centralblatt 1866, S. 984; Maschine zum Zerschneiden der Bessemerstahlschienen-Enden ebendas. 1868, S. 662; Aubert's Handscheere, Dingler's polyt. Journal 1868, 189. Bd., S. 31; Flinn's Drahtscheere, Polyt. Centralblatt 1869, S. 1480; Scheere zum Schneiden kreisförmiger Bleche, Uhland's Maschinen-Construkteur 1871, 4. Bd., S. 184; Circularscheere v. Briggs, Polyt. Centralblatt 1872, S. 227; eine Handscheere, Uhland's Maschinen-Construkteur 1872, 5. Bd., S. 84; Parallelscheere zum Schneiden von Eisen-Abfällen, Polyt. Centralblatt 1872, S. 219; Doppelscheere zu Middlesborough, Uhland's Maschinen-Construkteur 1872, 5. Bd., S. 55; Doppelte Dampfscheere ebendas. 1873, 6. Bd., S. 369; grosse Blechscheere, Polyt. Centralblatt 1873, S. 1319; 1874, S. 1364; Reynold's Scheere ebendas. 1874, S. 1209; Doppel-Parallelscheere, Uhland's Maschinen-Construkteur 1875, S. 257; Easton u. Anderson's Scheere für grosse

Bleche, Polyt. Centralblatt 1875, S. 95; Stevens' Scheere zum Schneiden von Rundeisen, ebendas. S. 819.

Scheeren zum Schneiden von Zink, Revue universelle 1871, 30. Bd., S. 219; Berg- u. hütt. Zeitg. 1874, 33. Jahrg., S. 205.

Ueber Circularsägen: Säge zum Abschneiden der Schienen-Enden, mit Dampfturbine, „Erfahrungen" 1851; Sägen mit Dampfturbine, Zeitschrift für das Preuss. B.-, H.- u. Salinenwesen, 9. Bd., S. 291; Schienensäge zu Aubin, Polyt. Centralblatt 1864, S 1621; Schienensäge, Preuss. Zeitschrift 1868, 16. Bd , S. 132; Kreissäge ohne Zähne zum Kaltschneiden, Zeitschrift deutscher Ing. 1875, 19. Bd., S. 61; Circularsäge von Richard u. Kelley, Dingler's polyt. Journal 1875, 217. Bd., S. 25.

Tabellen für die Windmengen.

Bedeutung der Grössen.

b Quecksilber-Barometerstand.
h_1 Quecksilber-Manometerhöhe der Luft in der Windleitung.
h_2 „ „ „ „ ausserhalb der Düsenmündung.
t_1 Temperatur der Luft in der Windleitung.
t_s „ „ angesaugten Luft.
d Düsendurchmesser.
M_o Windmenge pr. Minute, reduzirt auf 0^0 Temperatur und $0{\cdot}76^m$ Barometerstand.
M_s Windmenge pr. Minute, reduzirt auf Temperatur und Spannung der angesaugten Luft.
E reine Leistung des Gebläses pr. Sekunde.
f, f_1, λ, ψ Correktionsfaktoren.

Formeln für die Windmengen.

$$M_o = f \lambda M.$$
$$M_s = f_1 M_o.$$

Formel für den Gebläseeffekt.

$E = 3{\cdot}03\ \psi M_s h_1$ Pferdekräfte,
worin
M_s in Kubikmetern, h_1 in Metern zu setzen ist.

Werthe des Faktors f.

$b + h_2$ in Metern Quecksilber	Für Temperaturen $t_1 = 0$ bis 220° Celsius							
	0°	20	40	70	100	140	180	220°
0·60	0·87	0·84	0·82	0·78	0·75	0·71	0·68	0·65
0·65	0·91	0·88	0·85	0·81	0·78	0·74	0·71	0·68
0·70	0·95	0·91	0·88	0·84	0·81	0·77	0·74	0·70
0·75	0·99	0·95	0·92	0·88	0·84	0·80	0·77	0·73
0·80	1·02	0·98	0·95	0·91	0·87	0·83	0·79	0·76
0·85	1·05	1·01	0·98	0·94	0·90	0·86	0·82	0·78
0·90	1·08	1·04	1·01	0·96	0·92	0·88	0·84	0·80
0·95	1·11	1·07	1·04	0·99	0·95	0·90	0·86	0·83
1·00	1·14	1·10	1·06	1·02	0·97	0·93	0·89	0·85
1·05	1·17	1·13	1·09	1·04	1·00	0·95	0·91	0·87
1·1	1·20	1·15	1·12	1·07	1·02	0·97	0·93	0·89
1·2	1·25	1·20	1·17	1·12	1·07	1·02	0·97	0·93
1·3	1·30	1·25	1·21	1·16	1·11	1·06	1·01	0·97
1·4	1·35	1·30	1·26	1·20	1·15	1·10	1·05	1·00
1·5	1·40	1·35	1·30	1·25	1·19	1·13	1·08	1·04

	Für Temperaturen $t_1 = 220$ bis 550° Celsius							
	220°	260	300	350	400	450	500	550°
0·60	0·65	0·62	0·60	0·58	0·56	0·54	0·52	0·50
0·65	0·68	0·65	0·63	0·60	0·58	0·56	0·54	0·52
0·70	0·70	0·67	0·65	0·62	0·60	0·58	0·56	0·54
0·75	0·73	0·70	0·68	0·65	0·63	0·61	0·58	0·56
0·80	0·76	0·73	0·70	0·67	0·65	0·63	0·60	0·58
0·85	0·78	0·75	0·73	0·70	0·67	0·65	0·62	0·60
0·90	0·80	0·77	0·75	0·72	0·69	0·66	0·64	0·62
0·95	0·83	0·80	0·77	0·74	0·71	0·68	0·66	0·63
1·00	0·85	0·82	0·79	0·76	0·73	0·70	0·68	0·65
1·05	0·87	0·84	0·80	0·77	0·74	0·72	0·69	0·66
1·1	0·89	0·86	0·82	0·79	0·76	0·74	0·71	0·68
1·2	0·93	0·89	0·86	0·83	0·80	0·77	0·74	0·71
1·3	0·97	0·93	0·90	0·86	0·83	0·80	0·77	0·74
1·4	1·00	0·96	0·93	0·89	0·86	0·83	0·80	0·77
1·5	1·04	1·00	0·96	0·92	0·89	0·86	0·83	0·79

Werthe des Faktors f_1.

b in Metern Quecksilber	Temperatur t_1 in Graden Celsius					
	-10^0	0	$+10$	20	30	40^0
0·60	1·22	1·27	1·31	1·36	1·41	1·45
0·62	1·18	1·23	1·27	1·32	1·36	1·41
0·64	1·14	1·19	1·23	1·28	1·32	1·36
0·66	1·11	1·15	1·19	1·24	1·28	1·32
0·68	1·08	1·12	1·16	1·20	1·24	1·28
0·70	1·05	1·09	1·13	1·17	1·21	1·24
0·72	1·02	1·06	1·09	1·13	1·17	1·21
0·74	0·99	1·03	1·06	1·10	1·14	1·18
0·77	0·95	0·99	1·02	1·06	1·10	1·13
0·80	0·92	0·95	0·98	1·02	1·05	1·09

Werthe des Faktors λ.

$b + h_2$ in Metern Quecksilber	$h_1 - h_2$ in Metern Quecksilber				
	0·1	0·5	1·0	1·5	2
0·6	0·99	0·97	0·95	0·92	0·90
0·8	1·00	0·98	0·96	0·94	0·92
1·0	1·00	0·98	0·97	0·95	0·94
1·3	1·00	0·99	0·98	0·96	0·95
1·6	1·00	0·99	0·98	0·97	0·96

Werthe des Faktors ψ

zur Berechnung des Gebläse-Effektes.

$\frac{h_1}{b}$	ψ	$\frac{h_1}{b}$	ψ	$\frac{h_1}{b}$	ψ	$\frac{h_1}{b}$	ψ
0·04	0·99	0·30	0·91	0·9	0·79	1·8	0·67
0·06	0·98	0·35	0·90	1·0	0·77	2·0	0·65
0·08	0·98	0·40	0·88	1·1	0·75	2·2	0·63
0·10	0·97	0·5	0·86	1·2	0·74	2·4	0·61
0·15	0·95	0·6	0·84	1·3	0·73	2·6	0·60
0·20	0·94	0·7	0·82	1·4	0·71	2·8	0·58
0·25	0·92	0·8	0·80	1·6	0·69	3·0	0·57

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 20$ bis 24 Millimeter.

d in Millimetern:	20	20·5	21	21·5	22	22·5	23	23·5	24
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	0·82	0·86	0·90	0·95	0·99	1·04	1·09	1·13	1·18
13	0·86	0·90	0·94	0·99	1·03	1·08	1·13	1·18	1·23
14	0·89	0·93	0·98	1·03	1·07	1·12	1·17	1·22	1·28
15	0·92	0·97	1·01	1·06	1·11	1·16	1·21	1·27	1·32
16	0·95	1·00	1·05	1·10	1·15	1·20	1·25	1·31	1·37
17	0·98	1·03	1·08	1.13	1·18	1·24	1·29	1·35	1·41
18	1·01	1·06	1·11	1.16	1·22	1·27	1·33	1·39	1·45
20	1·06	1·11	1·17	1.22	1·28	1·34	1·40	1·46	1·53
22	1·11	1·17	1·23	1.28	1·34	1·41	1·47	1·53	1·60
24	1·16	1·22	1·28	1.34	1·40	1·47	1·54	1·60	1·67
26	1·21	1·27	1·33	1·40	1·46	1·53	1·60	1·67	1·74
28	1·25	1·32	1·38	1·45	1·52	1·59	1·66	1·73	1·81
30	1·30	1·36	1·43	1·50	1·57	1·64	1·72	1·79	1·87
33	1·36	1·43	1·50	1·57	1·64	1·72	1·80	1·88	1·96
36	1·42	1·49	1·57	1·64	1·72	1·80	1·88	1·96	2·05
40	1·50	1·58	1·65	1·73	1·81	1·90	1·98	2·07	2·16
45	1·59	1·67	1·75	1·84	1·92	2·01	2·10	2·20	2·29
50	1·68	1·76	1·85	1·94	2·03	2·12	2·21	2·31	2·41
55	1·76	1·85	1·94	2·03	2·13	2·22	2·32	2·43	2·53
60	1·84	1·93	2·02	2·12	2·22	2·32	2·43	2·54	2·64
65	1·91	2·01	2·11	2·21	2·31	2·42	2·53	2·64	2·75
70	1·98	2·08	2·19	2·29	2·40	2·51	2·62	2·74	2·86
75	2·05	2·16	2·26	2·37	2·48	2·60	2·71	2·83	2·96
80	2·12	2·23	2·34	2·45	2·57	2·68	2·80	2·93	3·05
90	2·25	2·36	2·48	2·60	2·72	2·85	2·97	3·10	3·24
100	2·37	2·49	2·61	2·74	2·87	3·00	3·13	3·27	3·41
110	2·49	2·61	2·74	2·87	3·01	3·15	3·29	3·43	3·58
120	2·60	2·73	2·86	3·00	3·14	3·29	3·43	3·59	3·74
130	2·70	2·84	2·98	3·12	3·27	3·42	3·57	3·73	3·89
140	2·80	2·95	3·09	3·24	3·39	3·55	3·71	3·87	4·04
150	2·90	3·05	3·20	3·36	3·51	3·67	3·84	4·01	4·18
160	3·00	3·15	3·31	3·47	3·63	3·79	3·97	4·14	4·32
170	3·09	3·25	3·41	3·57	3·74	3·91	4·09	4·27	4·45
180	3·18	3·34	3·51	3·68	3·85	4·03	4·21	4·39	4·58
200	3·35	3·52	3·70	3·87	4·06	4·24	4·43	4·63	4·83
220	3·51	3·69	3·88	4·06	4·25	4·45	4·65	4·85	5·06
240	3·67	3·86	4·05	4·24	4·44	4·65	4·86	5·07	5·29
260	3·82	4·02	4·21	4·42	4·62	4·84	5·05	5·28	5·50
280	3·97	4·17	4·37	4·58	4·80	5·02	5·25	5·48	5·71
300	4·11	4·31	4·53	4·74	4·97	5·20	5·43	5·67	5·91

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 24$ bis 28 Millimeter.

d in Millimetern:	24	24·5	25	25·5	26	26·5	27	27·5	28
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	1·18	1·23	1·28	1·33	1·39	1·44	1·50	1·55	1·61
13	1·23	1·28	1·33	1·39	1·44	1·50	1·56	1·62	1·68
14	1·28	1·33	1·38	1·44	1·50	1·56	1·62	1·68	1·74
15	1·32	1·38	1·43	1·49	1·55	1·61	1·67	1·74	1·80
16	1·37	1·42	1·48	1·54	1·60	1·66	1·73	1·79	1·86
17	1·41	1·47	1·53	1·59	1·65	1·72	1·78	1·85	1·92
18	1·45	1·51	1·57	1·63	1·70	1·77	1·83	1·90	1·97
20	1·53	1·59	1·66	1·72	1·79	1·86	1·93	2·00	2·08
22	1·60	1·67	1·74	1·81	1·88	1·95	2·03	2·10	2·18
24	1·67	1·74	1·81	1·89	1·96	2·04	2·12	2·20	2·28
26	1·74	1·81	1·89	1·96	2·04	2·12	2·20	2·29	2·37
28	1·81	1·88	1·96	2·04	2·12	2·20	2·29	2·37	2·46
30	1·87	1·95	2·03	2·11	2·19	2·28	2·37	2·45	2·54
33	1·96	2·04	2·13	2·21	2·30	2·39	2·48	2·57	2·67
36	2·05	2·13	2·22	2·31	2·40	2·50	2·59	2·69	2·79
40	2·16	2·25	2·34	2·44	2·53	2·63	2·73	2·83	2·94
45	2·29	2·39	2·48	2·58	2·69	2·79	2·90	3·01	3·12
50	2·41	2·52	2·62	2·72	2·83	2·94	3·05	3·17	3·29
55	2·53	2·64	2·75	2·86	2·97	3·09	3·20	3·32	3·45
60	2·64	2·76	2·87	2·99	3·10	3·22	3·35	3·47	3·60
65	2·75	2·87	2·99	3·11	3·23	3·35	3·48	3·61	3·75
70	2·86	2·98	3·10	3·22	3·35	3·48	3·61	3·75	3·89
75	2·96	3·08	3·21	3·34	3·47	3·60	3·74	3·88	4·02
80	3·05	3·18	3·31	3·45	3·58	3·72	3·86	4·01	4·16
90	3·24	3·37	3·51	3·66	3·80	3·95	4·10	4·25	4·41
100	3·41	3·56	3·70	3·85	4·01	4·16	4·32	4·48	4·65
110	3·58	3·73	3·88	4·04	4·20	4·36	4·53	4·70	4·87
120	3·74	3·90	4·06	4·22	4·39	4·56	4·73	4·91	5·09
130	3·89	4·06	4·22	4·39	4·57	4·74	4·93	5·11	5·30
140	4·04	4·21	4·38	4·56	4·74	4·92	5·11	5·30	5·50
150	4·18	4·36	4·54	4·72	4·91	5·10	5·29	5·49	5·69
160	4·32	4·50	4·69	4·87	5·07	5·26	5·46	5·67	5·88
170	4·45	4·64	4·83	5·02	5·22	5·42	5·63	5·84	6·06
180	4·58	4·77	4·97	5·17	5·37	5·58	5·80	6·01	6·23
200	4·83	5·03	5·24	5·45	5·66	5·89	6·11	6·34	6·57
220	5·06	5·27	5·49	5·72	5·94	6·17	6·41	6·65	6·89
240	5·29	5·51	5·74	5·97	6·21	6·45	6·69	6·94	7·20
260	5·50	5·74	5·97	6·21	6·46	6·71	6·97	7·23	7·49
280	5·71	5·95	6·20	6·45	6·70	6·91	7·23	7·50	7·77
300	5·91	6·16	6·42	6·67	6·94	7·21	7·48	7·76	8·05

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 28$ bis 34 Millimeter.

d in Millimetern:	28	28·5	29	29·5	30	31	32	33	34
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	1·61	1·67	1·73	1·79	1·85	1·97	2·10	2·24	2·37
13	1·68	1·74	1·80	1·86	1·92	2·05	2·19	2·33	2·47
14	1·74	1·80	1·86	1·93	2·00	2·13	2·27	2·41	2·56
15	1·80	1·86	1·93	2·00	2·07	2·21	2·35	2·50	2·65
16	1·86	1·92	1·99	2·06	2·13	2·28	2·43	2·58	2·74
17	1·92	1·98	2·05	2·13	2·20	2·35	2·50	2·66	2·82
18	1·97	2·04	2·11	2·19	2·26	2·42	2·57	2·74	2·90
20	2·08	2·15	2·23	2·30	2·39	2·55	2·71	2·89	3·06
22	2·18	2·26	2·34	2·42	2·51	2·67	2·85	3·03	3·21
24	2·28	2·36	2·44	2·53	2·62	2·79	2·97	3·16	3·36
26	2·37	2·45	2·54	2·63	2·73	2·90	3·09	3·29	3·50
28	2·46	2·55	2·64	2·73	2·83	3·01	3·21	3·41	3·63
30	2·54	2·64	2·73	2·82	2·92	3·12	3·32	3·53	3·75
33	2·67	2·77	2·86	2·96	3·06	3·27	3·48	3·70	3·93
36	2·79	2·89	2·99	3·09	3·20	3·42	3·64	3·87	4·11
40	2·94	3·04	3·15	3·26	3·37	3·60	3·84	4·08	4·33
45	3·12	3·23	3·34	3·46	3·58	3·82	4·07	4·33	4·59
50	3·29	3·40	3·52	3·65	3·77	4·03	4·29	4·56	4·84
55	3·45	3·57	3·70	3·82	3·96	4·22	4·50	4·79	5·08
60	3·60	3·73	3·86	3·99	4·13	4·41	4·70	5·00	5·31
65	3·75	3·88	4·02	4·16	4·30	4·59	4·89	5·20	5·52
70	3·89	4·03	4·17	4·31	4·46	4·76	5·08	5·40	5·73
75	4·02	4·17	4·32	4·46	4·62	4·93	5·26	5·59	5·93
80	4·16	4·31	4·46	4·61	4·77	5·09	5·43	5·77	6·13
90	4·41	4·57	4·73	4·89	5·06	5·40	5·76	6·12	6·50
100	4·65	4·81	4·98	5·16	5·33	5·69	6·07	6·45	6·85
110	4·87	5·05	5·23	5·41	5·59	5·97	6·36	6·77	7·18
120	5·09	5·27	5·46	5·65	5·84	6·24	6·65	7·07	7·50
130	5·30	5·49	5·68	5·88	6·08	6·49	6·92	7·36	7·81
140	5·50	5·70	5·90	6·10	6·31	6·74	7·18	7·64	8·11
150	5·69	5·90	6·10	6·32	6·53	6·97	7·43	7·90	8·39
160	5·88	6·09	6·30	6·52	6·75	7·20	7·68	8·16	8·66
170	6·06	6·28	6·50	6·72	6·95	7·43	7·91	8·41	8·93
180	6·23	6·46	6·69	6·92	7·16	7·64	8·14	8·66	9·19
200	6·57	6·81	7·05	7·29	7·54	8·05	8·58	9·13	9·69
220	6·89	7·14	7·39	7·65	7·91	8·45	9·00	9·57	10·2
240	7·20	7·46	7·72	7·99	8·26	8·82	9·40	10·0	10·6
260	7·49	7·76	8·04	8·31	8·60	9·18	9·78	10·4	11·0
280	7·77	8·05	8·34	8·63	8·92	9·53	10·2	10·8	11·5
300	8·05	8·34	8·63	8·93	9·24	9·86	10·5	11·2	11·9

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 34$ bis 42 Millimeter.

d in Millimetern:	34	35	36	37	38	39	40	41	42
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	2·37	2·51	2·66	2·81	2·96	3·12	3·28	3·45	3·62
13	2·47	2·62	2·77	2·93	3·09	3·25	3·42	3·59	3·77
14	2·56	2·72	2·87	3·04	3·20	3·37	3·55	3·73	3·91
15	2·65	2·81	2·97	3·14	3·31	3·49	3·67	3·86	4·05
16	2·74	2·90	3·07	3·25	3·42	3·61	3·79	3·98	4·18
17	2·82	2·99	3·17	3·35	3·53	3·72	3·91	4·11	4·31
18	2·90	3·08	3·26	3·44	3·63	3·82	4·02	4·23	4·44
20	3·06	3·24	3·43	3·63	3·83	4·03	4·24	4·45	4·67
22	3·21	3·40	3·60	3·81	4·01	4·23	4·45	4·67	4·90
24	3·36	3·56	3·76	3·97	4·19	4·42	4·65	4·88	5·12
26	3·50	3·70	3·92	4·14	4·36	4·60	4·84	5·08	5·33
28	3·63	3·84	4·06	4·29	4·53	4·77	5·02	5·27	5·53
30	3·75	3·98	4·21	4·44	4·69	4·94	5·19	5·46	5·73
33	3·93	4·17	4·41	4·66	4·91	5·18	5·45	5·72	6·00
36	4·11	4·36	4·61	4·87	5·13	5·41	5·69	5·98	6·27
40	4·33	4·59	4·86	5·13	5·41	5·70	6·00	6·30	6·61
45	4·59	4·87	5·15	5·44	5·74	6·05	6·36	6·68	7·01
50	4·84	5·13	5·43	5·74	6·05	6·37	6·70	7·04	7·39
55	5·08	5·38	5·70	6·02	6·35	6·68	7·03	7·39	7·75
60	5·31	5·62	5·95	6·28	6·63	6·98	7·34	7·72	8·10
65	5·52	5·85	6·19	6·54	6·90	7·27	7·64	8·03	8·43
70	5·73	6·07	6·43	6·79	7·16	7·54	7·93	8·33	8·75
75	5·93	6·29	6·65	7·03	7·41	7·81	8·21	8·63	9·06
80	6·13	6·49	6·87	7·26	7·65	8·06	8·48	8·91	9·37
90	6·50	6·89	7·29	7·70	8·12	8·55	9·00	9·45	9·92
100	6·85	7·26	7·68	8.11	8·56	9·01	9·48	9·96	10·5
110	7·18	7·61	8·05	8·51	8·97	9·45	9·94	10·4	11·0
120	7·50	7·95	8·41	8·89	9·37	9·87	10·4	10·9	11·5
130	7·81	8·28	8·76	9·25	9·76	10·3	10·8	11·4	11·9
140	8·11	8·59	9·09	9·60	10·1	10·7	11·2	11·8	12·4
150	8·39	8·89	9·41	9·94	10·5	11·0	11·6	12·2	12·8
160	8·66	9·18	9·71	10·3	10·8	11·4	12·0	12·6	13·2
170	8·93	9·47	10·0	10·6	11·2	11·8	12·4	13·0	13·6
180	9·19	9·74	10·3	10·9	11·5	12·1	12·7	13·4	14·0
200	9·69	10·2	10·9	11·5	12·1	12·7	13·4	14·1	14·8
220	10·2	10·8	11·4	12·0	12·7	13·4	14·1	14·8	15·5
240	10·6	11·3	11·9	12·6	13·3	14·0	14·7	15·4	16·2
260	11·0	11·7	12·4	13·1	13·8	14·5	15·3	16·1	16·9
280	11·5	12·1	12·9	13·6	14·3	15·1	15·9	16·7	17·5
300	11·9	12·6	13·3	14·1	14·8	15·6	16·4	17·3	18·1

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 42$ bis 50 Millimeter.

d in Millimetern:	42	43	44	45	46	47	48	49	50
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	3·62	3·80	3·97	4·16	4·34	4·53	4·73	4·93	5·13
13	3·77	3·95	4·14	4·33	4·52	4·72	4·92	5·13	5·34
14	3·91	4·10	4·29	4·49	4·69	4·90	5·11	5·32	5·54
15	4·05	4·24	4·44	4·65	4·86	5·07	5·29	5·51	5·74
16	4·18	4·38	4·59	4·80	5·02	5·24	5·46	5·69	5·93
17	4·31	4·52	4·73	4·95	5·17	5·40	5·63	5·87	6·11
18	4·44	4·65	4·87	5·09	5·32	5·55	5·79	6·04	6·29
20	4·67	4·90	5·13	5·37	5·61	5·85	6·11	6·36	6·63
22	4·90	5·14	5·38	5·63	5·88	6·14	6·41	6·67	6·95
24	5·12	5·37	5·62	5·88	6·14	6·41	6·69	6·97	7·26
26	5·33	5·59	5·85	6·12	6·39	6·67	6·96	7·25	7·55
28	5·53	5·80	6·07	6·35	6·64	6·93	7·22	7·53	7·84
30	5·73	6·00	6·28	6·57	6·87	7·17	7·48	7·79	8·11
33	6·00	6·29	6·59	6·89	7·20	7·52	7·84	8·18	8·51
36	6·27	6·57	6·88	7·20	7·52	7·85	8·19	8·54	8·89
40	6·61	6·93	7·26	7·59	7·93	8·28	8·63	9·00	9·37
45	7·01	7·35	7·70	8·05	8·41	8·78	9·16	9·54	9·94
50	7·39	7·75	8·12	8·49	8·87	9·26	9·65	10·1	10·5
55	7·75	8·13	8·52	8·90	9·30	9·71	10·1	10·6	11·0
60	8·10	8·49	8·90	9·29	9·71	10·1	10·6	11·0	11·5
65	8·43	8·83	9·26	9·67	10·1	10·6	11·0	11·5	11·9
70	8·75	9·17	9·60	10·0	10·5	11·0	11·4	11·9	12·4
75	9·06	9·49	9·94	10·4	10·9	11·3	11·8	12·3	12·8
80	9·37	9·80	10·3	10·7	11·2	11·7	12·2	12·7	13·3
90	9·92	10·4	10·9	11·4	11·9	12·4	13·0	13·5	14·1
100	10·5	11·0	11·5	12·0	12·5	13·1	13·7	14·2	14·8
110	11·0	11·5	12·0	12·6	13·1	13·7	14·3	14·9	15·5
120	11·5	12·0	12·6	13·1	13·7	14·3	15·0	15·6	16·2
130	11.9	12·5	13·1	13·7	14·3	14·9	15·6	16·2	16·9
140	12·4	12·9	13·6	14·2	14·8	15·5	16·2	16·8	17·5
150	12·8	13·4	14·1	14·7	15·4	16·0	16·7	17·4	18·1
160	13·2	13·9	14·5	15·2	15·9	16·6	17·3	18·0	18·7
170	13·6	14·3	15·0	15·6	16·3	17·1	17·8	18·6	19·3
180	14·0	14·7	15·4	16·1	16·8	17·6	18·3	19·1	19·9
200	14·8	15·5	16·2	17·0	17·7	18·5	19·3	20·1	21·0
220	15·5	16·3	17·0	17·8	18·6	19·4	20·3	21·1	22·0
240	16·2	17·0	17·8	18·6	19·4	20·3	21·2	22·0	23·0
260	16·9	17·7	18·5	19·3	20·2	21·1	22·0	22·9	23·9
280	17·5	18·3	19·2	20·1	21·0	21·9	22·8	23·8	24·8
300	18·1	19·0	19·9	20·8	21·7	22·7	23·6	24·6	25·7

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 50$ bis 58 Millimeter.

d in Millimetern:	50	51	52	53	54	55	56	57	58
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	5·13	5·34	5·55	5·77	5·98	6·21	6·44	6·67	6·91
13	5·34	5·56	5·78	6·00	6·23	6·46	6·70	6·94	7·19
14	5·54	5·77	6·00	6·23	6·47	6·71	6·95	7·20	7·46
15	5·74	5·97	6·21	6·45	6·69	6·94	7·20	7·46	7·72
16	5·93	6·17	6·41	6·66	6·91	7·17	7·43	7·70	7·97
17	6·11	6·36	6·61	6·86	7·12	7·39	7·66	7·94	8·22
18	6·29	6·54	6·80	7·06	7·33	7·61	7·88	8·17	8·46
20	6·63	6·89	7·17	7·44	7·73	8·02	8·31	8·61	8·91
22	6·95	7·23	7·52	7·81	8·11	8·41	8·72	9·03	9·34
24	7·26	7·55	7·85	8·16	8·47	8·78	9·11	9·43	9·76
26	7·55	7·86	8·17	8·49	8·81	9·14	9·48	9·82	10·2
28	7·84	8·16	8·48	8·81	9·14	9·49	9·83	10·2	10·6
30	8·11	8·44	8·78	9·12	9·46	9·82	10·2	10·5	10·9
33	8·51	8·86	9·20	9·57	9·92	10·3	10·7	11·1	11·4
36	8·89	9·25	9·61	9·99	10·4	10·8	11·2	11·6	12·0
40	9·37	9·75	10·1	10·5	10·9	11·3	11·8	12·2	12·6
45	9·94	10·3	10·7	11·2	11·6	12·0	12·5	12·9	13·4
50	10·5	10·9	11·3	11·8	12·2	12·7	13·1	13·6	14·1
55	11·0	11·4	11·9	12·3	12·8	13·3	13·8	14·3	14·8
60	11·5	11·9	12·4	12·9	13·4	13·9	14·4	14·9	15·4
65	11·9	12·4	12·9	13·4	13·9	14·5	15·0	15·5	16·1
70	12·4	12·9	13·4	13·9	14·5	15·0	15·5	16·1	16·7
75	12·8	13·3	13·9	14·4	15·0	15·5	16·1	16·7	17·3
80	13·3	13·8	14·3	14·9	15·5	16·0	16·6	17·2	17·8
90	14·1	14·6	15·2	15·8	16·4	17·0	17·6	18·3	18·9
100	14·8	15·4	16·0	16·6	17·3	17·9	18·6	19·3	19·9
110	15·5	16·2	16·8	17·4	18·1	18·8	19·5	20·2	20·9
120	16·2	16·9	17·6	18·2	18·9	19·6	20·4	21·1	21·8
130	16·9	17·6	18·3	19·0	19·7	20·4	21·2	22·0	22·7
140	17·5	18·2	19·0	19·7	20·4	21·2	22·0	22·8	23·6
150	18·1	18·9	19·6	20·4	21·2	22·0	22·8	23·6	24·4
160	18·7	19·5	20·3	21·1	21·9	22·7	23·5	24·4	25·2
170	19·3	20·1	20·9	21·7	22·5	23·4	24·2	25·1	26·0
180	19·9	20·7	21 5	22·3	23·2	24·1	24·9	25·8	26·7
200	21·0	21·8	22·7	23·5	24·4	25·4	26·3	27·2	28·2
220	22·0	22·9	23·8	24·7	25·6	26·6	27·6	28·6	29·6
240	23·0	23·9	24·8	25·8	26·8	27·8	28·8	29·8	30·9
260	23·9	24·9	25·8	26·8	27·9	28·9	30·0	31·0	32·1
280	24·8	25·8	26·8	27·8	28·9	30·0	31·1	32·2	33·3
300	25·7	26·7	27·8	28·8	29·9	31·0	32·2	33·3	34·5

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 58$ bis 74 Millimeter.

d in Millimetern:	58	60	62	64	66	68	70	72	74
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	6·91	7·39	7·89	8·41	8·94	9·49	10·1	10·6	11·2
13	7·19	7·69	8·21	8·75	9·31	9·88	10·5	11·1	11·7
14	7·46	7·98	8·52	9·08	9·66	10·3	10·9	11·5	12·2
15	7·72	8·26	8·82	9·40	10·0	10·6	11·2	11·9	12·6
16	7·97	8·53	9·11	9·71	10·3	11·0	11·6	12·3	13·0
17	8·22	8·80	9·39	10·0	10·6	11·3	12·0	12·7	13·4
18	8·46	9·05	9·66	10·3	10·9	11·6	12·3	13·0	13·8
20	8·91	9·54	10·2	10·9	11·5	12·3	13·0	13·7	14·5
22	9·34	10·0	10·7	11·4	12·1	12·9	13·6	14·4	15·2
24	9·76	10·5	11·2	11·9	12·6	13·4	14·2	15·0	15·9
26	10·2	10·9	11·6	12·4	13·2	14·0	14·8	15·7	16·5
28	10·6	11·3	12·1	12·8	13·7	14·5	15·4	16·3	17·2
30	10·9	11·7	12·5	13·3	14·2	15·0	15·9	16·8	17·8
33	11·4	12·3	13·1	14·0	14·9	15·8	16·7	17·7	18·7
36	12·0	12·8	13·7	14·6	15·5	16·4	17·4	18·4	19·5
40	12·6	13·5	14·4	15·4	16·3	17·3	18·4	19·4	20·5
45	13·4	14·3	15·3	16·3	17·3	18·4	19·5	20·6	21·8
50	14·1	15·1	16·1	17·2	18·3	19·4	20·5	21·7	22·9
55	14·8	15·8	16·9	18·0	19·1	20·3	21·5	22·8	24·1
60	15·4	16·5	17·6	18·8	20·0	21·2	22·5	23·8	25·1
65	16·1	17·2	18·4	19·6	20·8	22·1	23·4	24·8	26·2
70	16·7	17·8	19·1	20·3	21·6	22·9	24·3	25·7	27·2
75	17·3	18·5	19·7	21·0	22·4	23·7	25·1	26·6	28·1
80	17·8	19·1	20·4	21·7	23·1	24·5	26·0	27·5	29·0
90	18·9	20·2	21·6	23·0	24·5	26·0	27·5	29·1	30·8
100	19·9	21·3	22·8	24·3	25·8	27·4	29·0	30·7	32·5
110	20·9	22·4	23·9	25·5	27·1	28·7	30·5	32·2	34·0
120	21·8	23·4	25·0	26·6	28·3	30·0	31·8	33·7	35·5
130	22·7	24·3	26·0	27·7	29·4	31·2	33·1	35·0	37·0
140	23·6	25·2	27·0	28·7	30·5	32·4	34·4	36·3	38·4
150	24·4	26·1	27·9	29·7	31·6	33·6	35·6	37·6	39·7
160	25·2	27·0	28·8	30·7	32·7	34·7	36·7	38·9	41·0
170	26·0	27·8	29·7	31·6	33·7	35·7	37·9	40·1	42·3
180	26·7	28·6	30·6	32·6	34·6	36·8	39·0	41·2	43·5
200	28·2	30·2	32·2	34·3	36·5	38·8	41·1	43·4	45·9
220	29·6	31·7	33·8	36·0	38·3	40·6	43·1	45·6	48·1
240	30·9	33·1	35·3	37·6	40·0	42·4	45·0	47·6	50·3
260	32·1	34·4	36·7	39·1	41·6	44·2	46·8	49·5	52·3
280	33·3	35·7	38·1	40·6	43·2	45·9	48·6	51·4	54·3
300	34·5	37·0	39·5	42·0	44·7	47·5	50·3	53·2	56·2

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 74$ bis 90 Millimeter.

d in Millimetern:	74	76	78	80	82	84	86	88	90
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	11·2	11·9	12·5	13·1	13·8	14·5	15·2	15·9	16·6
13	11·7	12·3	13·0	13·7	14·4	15·1	15·8	16·5	17·3
14	12·2	12·8	13·5	14·2	14·9	15·6	16·4	17·2	18·0
15	12·6	13·3	14·0	14·7	15·4	16·2	17·0	17·8	18·6
16	13·0	13·7	14·4	15·2	15·9	16·7	17·5	18·4	19·2
17	13·4	14·1	14·9	15·6	16·4	17·2	18·1	18·9	19·8
18	13·8	14·5	15·3	16·1	16·9	17·7	18·6	19·5	20·4
20	14·5	15·3	16·1	17·0	17·8	18·7	19·6	20·5	21·5
22	15·2	16·1	16·9	17·8	18·7	19·6	20·6	21·5	22·5
24	15·9	16·8	17·7	18·6	19·5	20·5	21·5	22·5	23·5
26	16·5	17·5	18·4	19·3	20·3	21·3	22·3	23·4	24·5
28	17·2	18·1	19·1	20·1	21·1	22·1	23·2	24·3	25·4
30	17·8	18·7	19·7	20·8	21·8	22·9	24·0	25·1	26·3
33	18·7	19·7	20·7	21·8	22·9	24·1	25·2	26·4	27·6
36	19·5	20·5	21·6	22·8	23·9	25·1	26·3	27·5	28·8
40	20·5	21·6	22·8	24·0	25·2	26·4	27·7	29·0	30·4
45	21·8	23·0	24·2	25·4	26·7	28·0	29·4	30·8	32·2
50	22·9	24·2	25·5	26·8	28·2	29·6	31·0	32·4	33·9
55	24·1	25·4	26·7	28·1	29·6	31·0	32·5	34·0	35·6
60	25·1	26·5	27·9	29·4	30·9	32·4	34·0	35·5	37·2
65	26·2	27·6	29·1	30·6	32·1	33·7	35·3	37·0	38·7
70	27·2	28·2	30·2	31·7	33·3	35·0	36·7	38·4	40·2
75	28·1	29·6	31·2	32·8	34·5	36·2	38·0	39·7	41·6
80	29·0	30·6	32·2	33·9	35·6	37·4	39·2	41·0	42·9
90	30·8	32·5	34·2	36·0	37·8	39·7	41·6	43·5	45·5
100	32·5	34·2	36·1	37·9	39·8	41·8	43·9	45·9	48·0
110	34·0	35·9	37·8	39·8	41·8	43·9	46·0	48·1	50·3
120	35·5	37·5	39·5	41·5	43·6	45·8	48·0	50·3	52·6
130	37·0	39·0	41·2	43·2	45·4	47·7	50·0	52·3	54·7
140	38·4	40·5	42·7	44·9	47·1	49·5	51·9	54·3	56·8
150	39·7	41·9	44·2	46·5	48·8	51·2	53·7	56·2	58·8
160	41·0	43·3	45·6	48·0	50·4	52·9	55·4	58·0	60·7
170	42·3	44·6	47·0	49·5	52·0	54·5	57·1	59·8	62·6
180	43·5	45·9	48·4	50·9	53·5	56·1	58·8	61·6	64·4
200	45·9	48·4	51·0	53·6	56·4	59·1	62·0	64·9	67·9
220	48·1	50·8	53·5	56·3	59·1	62·0	65·0	68·1	71·2
240	50·3	53·0	55·9	58·8	61·7	64·8	67·9	71·1	74·4
260	52·3	55·2	58·1	61·2	64·2	67·4	70·7	74·0	77·4
280	54·3	57·3	60·3	63·5	66·7	70·0	73·3	76·8	80·3
300	56·2	59·3	62·4	65·7	69·0	72·4	75·9	79·5	83·1

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 90$ bis 109 Millimeter.

d in Millimetern:	90	92	94	96	98	100	103	106	109
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	16·6	17·4	18·1	18·9	19·7	20·5	21·8	23·1	24·4
13	17·3	18·1	18·9	19·7	20·5	21·4	22·7	24·0	25·4
14	18·0	18·8	19·6	20·4	21·3	22·2	23·5	24·9	26·3
15	18·6	19·4	20·3	21·2	22·0	23·0	24·3	25·8	27·3
16	19·2	20·1	20·9	21·8	22·8	23·7	25·1	26·6	28·2
17	19·8	20·7	21·6	22·5	23·5	24·4	25·9	27·4	29·0
18	20·4	21·3	22·2	23·2	24·1	25·1	26·7	28·2	29·9
20	21·5	22·4	23·4	24·4	25·5	26·5	28·1	29·8	31·5
22	22·5	23·5	24·6	25·6	26·7	27·8	29·5	31·2	33·0
24	23·5	24·6	25·7	26·8	27·9	29·0	30·8	32·6	34·5
26	24·5	25·6	26·7	27·8	29·0	30·2	32·1	34·0	35·9
28	25·4	26·5	27·7	28·9	30·1	31·4	33·3	35·2	37·3
30	26·3	27·5	28·7	29·9	31·2	32·5	34·4	36·5	38·6
33	27·6	28·8	30·1	31·4	32·7	34·0	36·1	38·3	40·4
36	28·8	30·1	31·4	32·8	34·1	35·6	37·7	40·0	42·2
40	30·4	31·7	33·1	34·5	36·0	37·5	39·8	42·1	44·5
45	32·2	33·6	35·1	36·6	38·2	39·8	42·2	44·7	47·2
50	33·9	35·5	37·0	38·6	40·2	41·9	44·5	47·1	49·8
55	35·6	37·2	38·8	40·5	42·2	44·0	46·6	49·4	52·2
60	37·2	38·9	40·6	42·3	44·1	45·9	48·7	51·6	54·5
65	38·7	40·4	42·2	44·0	45·9	47·8	50·7	53·7	56·8
70	40·2	42·0	43·8	45·7	47·6	49·6	52·6	55·7	58·9
75	41·6	43·4	45·3	47·3	49·3	51·3	54·4	57·7	61·0
80	42·9	44·9	46·8	48·9	50·9	53·0	56·2	59·6	63·0
90	45·5	47·6	49·7	51·8	54·0	56·2	59·6	63·2	66·8
100	48·0	50·2	52·4	54·6	56·9	59·3	62·9	66·6	70·4
110	50·3	52·6	54·9	57·3	59·7	62·2	65·9	69·8	73·8
120	52·6	54·9	57·4	59·8	62·3	64·9	68·9	72·9	77·1
130	54·7	57·2	59·7	62·3	64·9	67·6	71·7	75·9	80·3
140	56·8	59·3	62·0	64·6	67·3	70·1	74·4	78·8	83·3
150	58·8	61·4	64·1	66·9	69·7	72·6	77·0	81·6	85·2
160	60·7	63·4	66·2	69·1	72·0	75·0	79·5	84·2	89·0
170	62·6	65·4	68·3	71·2	74·2	77·3	82·0	86·8	91·8
180	64·4	67·3	70·3	73·3	76·4	79·5	84·3	89·3	94·5
200	67·9	70·9	74·1	77·2	80·5	83·8	88·9	94·2	99·6
220	71·2	74·4	77·7	81·0	84·4	87·9	93·3	98·8	104
240	74·4	77·7	81·1	84·6	88·2	91·8	97·4	103	109
260	77·4	80·9	84·4	88·1	91·8	95·6	101	107	114
280	80·3	83·9	87·6	91·4	95·2	99·2	105	111	118
300	83·1	86·9	90·7	94·6	98·6	103	109	115	122

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 109$ bis 133 Millimeter.

d in Millimetern:	109	112	115	118	121	124	127	130	133
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	24·4	25·8	27·1	28·6	30·1	31·6	33·1	34·7	36·3
13	25·4	26·8	28·3	29·8	31·3	32·9	34·5	36·1	37·8
14	26·3	27·8	29·4	30·9	32·5	34·1	35·8	37·5	39·2
15	27·3	28·8	30·4	32·0	33·6	35·3	37·0	38·8	40·6
16	28·2	29·7	31·3	33·0	34·7	36·4	38·2	40·1	41·9
17	29·0	30·6	32·3	34·0	35·8	37·6	39·4	41·3	43·2
18	29·9	31·5	33·3	35·0	36·8	38·7	40·6	42·5	44·5
20	31·5	33·2	35·0	36·9	38·8	40·7	42·7	44·8	46·9
22	33·0	34·9	36·8	38·7	40·7	42·7	44·8	47·0	49·2
24	34·5	36·4	38·4	40·4	42·5	44·6	46·8	49·1	51·4
26	35·9	37·9	40·0	42·1	44·2	46·5	48·7	51·1	53·5
28	37·3	39·3	41·5	43·7	45·9	48·2	50·6	53·0	55·5
30	38·6	40·7	42·9	45·2	47·5	49·9	52·4	54·9	57·4
33	40·4	42·7	45·0	47·4	49·8	52·3	54·9	57·5	60·2
36	42·2	44·6	47·0	49·5	52·1	54·7	57·3	60·1	62·9
40	44·5	47·0	49·6	52·2	54·9	57·6	60·4	63·3	66·3
45	47·2	49·9	52·6	55·4	58·2	61·1	64·1	67·2	70·3
50	49·8	52·6	55·4	58·4	61·4	64·4	67·6	70·8	74·1
55	52·2	55·1	58·1	61·2	64·4	67·6	70·9	74·3	77·7
60	54·5	57·6	60·7	63·9	67·2	70·6	74·0	77·6	81·2
65	56·8	59·9	63·2	66·5	70·0	73·5	77·1	80·7	84·5
70	58·9	62·2	65·6	69·0	72·6	76·2	80·0	83·8	87·7
75	61·0	64·4	67·9	71·5	75·1	78·9	82·8	86·7	90·8
80	63·0	66·5	70·1	73·8	77·6	81·5	85·5	89·6	93·8
90	66·8	70·5	74·4	78·3	82·3	86·4	90·7	95·0	99·4
100	70·4	74·3	78·4	82·5	86·8	91·1	95·6	100	105
110	73·8	78·0	82·2	86·5	91·0	95·6	100	105	110
120	77·1	81·5	85·9	90·4	95·0	99·8	105	110	115
130	80·3	84·8	89·4	94·1	98·9	104	109	114	120
140	83·3	88·0	92·7	97·6	103	108	113	118	124
150	85·2	91·0	96·0	101	106	112	117	123	128
160	89·0	94·0	99·1	104	110	115	121	127	133
170	91·8	96·9	102	108	113	119	125	131	137
180	94·5	99·7	105	111	116	122	128	135	141
200	99·6	105	111	117	123	129	135	142	148
220	104	110	116	122	129	135	142	149	155
240	109	115	121	128	134	141	148	155	162
260	114	120	126	133	140	147	154	161	169
280	118	124	131	138	145	152	160	167	175
300	122	129	136	143	150	158	166	173	182

Windmenge M für Düsendurchmesser $d = 133$ bis 160 Millimeter.

d in Millimetern:	133	136	139	142	145	148	152	156	160
$h_1 - h_2$ in Millimetern	Windmenge M in Kubikmetern								
12	36·3	38·0	39·7	41·4	43·2	45·0	47·4	50·0	52·6
13	37·8	39·5	11·3	43·1	44·9	46·8	49·4	52·0	54·7
14	39·2	41·0	12·8	44·7	46·6	48·6	51·2	54·0	56·8
15	40·6	42·5	44·3	46·3	48·3	50·3	53·0	55·9	58·8
16	11·9	13·8	45·8	47·8	49·8	51·9	54·8	57·7	60·7
17	43·2	45·2	47·2	49·3	51·4	53·5	56·5	59·5	62·5
18	44·5	46·5	48·6	50·7	52·9	55·1	58·1	61·2	64·4
20	46·9	49·0	51·2	53·4	55·7	58·1	61·2	64·5	67·8
22	49·2	51·4	53·7	56·0	58·4	60·9	64·2	67·6	71·2
24	51·4	53·7	56·1	58·5	61·0	63·6	67·1	70·7	74·3
26	53·5	55·9	58·4	60·9	63·5	66·2	69·8	73·5	77·4
28	55·5	58·0	60·6	63·2	65·9	68·7	72·4	76·3	80·3
30	57·4	60·0	62·7	65·4	68·2	71·1	75·0	79·0	83·1
33	60·2	63·0	65·8	68·6	71·6	74·6	78·7	82·9	87·1
36	62·9	65·8	68·7	71·7	74·8	77·9	82·2	86.6	91·0
40	66·3	69·3	72·4	75·6	78·8	82·1	86·6	91·2	95·9
45	70·3	73·5	76·8	80·2	83·6	87·1	91·8	96·7	102
50	74·1	77·5	81·0	84·5	88·1	91·8	96·8	102	107
55	77 7	81·3	84·9	88·6	92·4	96·3	102	107	113
60	81·2	84·9	88·7	92·6	96·5	101	106	112	118
65	84·5	88·4	92·3	96·3	100	105	110	116	122
70	87·7	91·7	95·8	100	104	109	115	121	127
75	90·8	94·9	99·2	103	108	112	119	125	131
80	93·8	98·0	102	107	111	116	122	129	136
90	99·4	104	108	113	118	123	130	137	143
100	105	110	114	119	125	130	137	144	151
110	110	115	120	125	131	136	144	151	158
120	115	120	125	131	136	142	150	158	166
130	120	125	131	136	142	148	156	164	173
140	124	130	135	141	147	154	162	171	180
150	128	134	140	146	153	159	168	177	186
160	133	139	145	151	158	164	173	182	192
170	137	143	149	156	162	169	179	188	198
180	141	147	154	160	167	174	184	193	204
200	148	155	162	169	176	184	194	204	215
220	155	163	170	177	185	193	203	214	225
240	162	170	177	185	193	201	212	223	235
260	169	177	185	193	201	209	221	233	245
280	175	183	192	200	208	217	229	241	254
300	182	190	198	207	216	225	237	250	263

Windtabelle für Bessemergebläse.

d in Millimetern:		10	10·5	11	11·5	12	12·5	13	13·5	14	14·5	15	15·5	16	16·5	17	17·5	18	18·5	19	19·5	20
Pressung $h_1 - h_2$ in Metern	Kil. pr. □cm	Windmenge M in Kubikmetern																				
0·50	0·68	1·20	1·33	1·45	1·59	1·73	1·88	2·03	2·20	2·36	2·53	2·71	2·90	3·09	3·28	3·48	3·69	3·91	4·13	4·35	4·58	4·82
0·55	0·74	1·26	1·39	1·52	1·67	1·82	1·97	2·13	2·30	2·48	2·66	2·84	3·04	3·24	3·44	3·65	3·87	4·10	4·33	4·56	4·81	5·06
0·60	0·81	1·32	1·45	1·59	1·75	1·90	2·06	2·23	2·40	2·59	2·78	2·97	3·17	3·38	3·60	3·82	4·04	4·28	4·52	4·77	5·02	5·28
0·65	0·88	1·37	1·51	1·66	1·82	1·98	2·14	2·32	2·50	2·69	2·89	3·09	3·30	3·52	3·74	3·97	4·21	4·45	4·70	4·96	5·23	5·50
0·70	0·94	1·42	1·57	1·72	1·88	2·05	2·23	2·41	2·60	2·80	3·00	3·21	3·43	3·65	3·88	4·12	4·37	4·62	4·88	5·15	5·42	5·71
0·75	1·02	1·47	1·62	1·78	1·95	2·12	2·30	2·49	2·69	2·89	3·10	3·32	3·55	3·78	4·02	4·27	4·52	4·78	5·05	5·33	5·61	5·91
0·80	1·08	1·52	1·68	1·84	2·01	2·19	2·38	2·57	2·78	2·99	3·21	3·43	3·66	3·90	4·15	4·41	4·67	4·94	5·22	5·50	5·80	6·10
0·85	1·15	1·57	1·73	1·90	2·08	2·26	2·45	2·65	2·86	3·08	3·30	3·54	3·78	4·02	4·28	4·54	4·81	5·09	5·38	5·67	5·97	6·29
0·90	1·22	1·61	1·78	1·95	2·14	2·33	2·52	2·73	2·95	3·17	3·40	3·64	3·89	4·14	4·40	4·67	4·95	5·24	5·53	5·84	6·15	6·47
0·95	1·29	1·66	1·83	2·00	2·20	2·39	2·59	2·80	3·03	3·26	3·49	3·74	3·99	4·25	4·52	4·80	5·09	5·38	5·69	6·00	6·32	6·65
1·0	1·35	1·70	1·87	2·06	2·25	2·45	2·66	2·88	3·11	3·34	3·58	3·83	4·09	4·36	4·64	4·93	5·22	5·52	5·83	6·15	6·48	6.82
1·1	1·49	1·78	1·96	2·16	2·36	2·57	2·79	3·02	3·26	3·50	3·76	4·02	4·29	4·58	4·87	5·17	5·47	5·79	6·12	6·45	6·80	7·15
1·2	1·62	1·86	2·05	2·25	2·47	2·69	2·91	3·15	3·40	3·66	3·93	4·20	4·49	4·78	5·08	5·40	5·72	6·05	6·39	6·74	7·10	7·47
1·3	1·76	1·94	2·14	2·34	2·57	2·80	3·03	3·28	3·54	3·72	4·09	4·37	4·67	4·97	5·29	5·62	5·95	6·30	6·65	7·02	7·39	7·77
1·4	1·89	2·01	2·22	2·43	2·66	2·90	3·15	3·40	3·68	3·86	4·24	4·54	4·84	5·16	5·49	5·83	6·18	6·53	6·90	7·28	7·67	8·07
1·5	2·03	2·08	2·29	2·52	2·76	3·00	3·26	3·52	3·80	4·09	4·39	4·70	5·01	5·34	5·68	6·03	6·39	6·76	7·15	7·54	7·94	8·35
1·6	2·17	2·15	2·37	2·60	2·85	3·10	3·36	3·64	3·93	4·23	4·53	4·85	5·18	5·52	5·87	6·23	6·60	6·99	7·38	7·78	8·20	8·62
1·7	2·29	2·22	2·44	2·68	2·94	3·20	3·47	3·75	4·05	4·36	4·67	5·00	5·34	5·69	6·05	6·42	6·81	7·20	7·61	8·02	8·45	8·89
1·8	2·44	2·28	2·51	2·76	3·02	3·29	3·57	3·86	4·17	4·48	4·81	5·14	5·49	5·85	6·22	6·61	7·00	7·41	7·83	8·26	8·70	9·15
1·9	2·57	2·34	2·58	2·83	3·10	3·38	3·67	3·97	4·28	4·60	4·94	5·29	5·64	6·01	6·40	6·79	7·19	7·61	8·04	8·48	8·93	9·40

Berichtigungen.

Seite 13, Zeile 12 u. 13 v. o. statt ℒ lies L.
„ 18, „ 1 v. u. statt M_o lies M_o.
„ 20, „ 9 v. u. kommt vor dem Worte „zu“ ein Beistrich.
„ 79, „ 17 v. o. statt b lies d.
„ 134, „ 20 v. o. statt k lies t.
„ 202, „ 15 v. u. statt 252 lies 251_a.
„ 271, „ 1 v. o. statt 189 lies 281.
„ 302, „ 7 v. o. statt proportinal lies proportional.
„ 406, „ 11 v. u. statt $h\,h_1$ lies $k\,k_1$.
„ 559, „ 1 v. u. statt 160 lies 16_o.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

257 12/03 1
32607

8908043828b

B89080438286A

89089818322

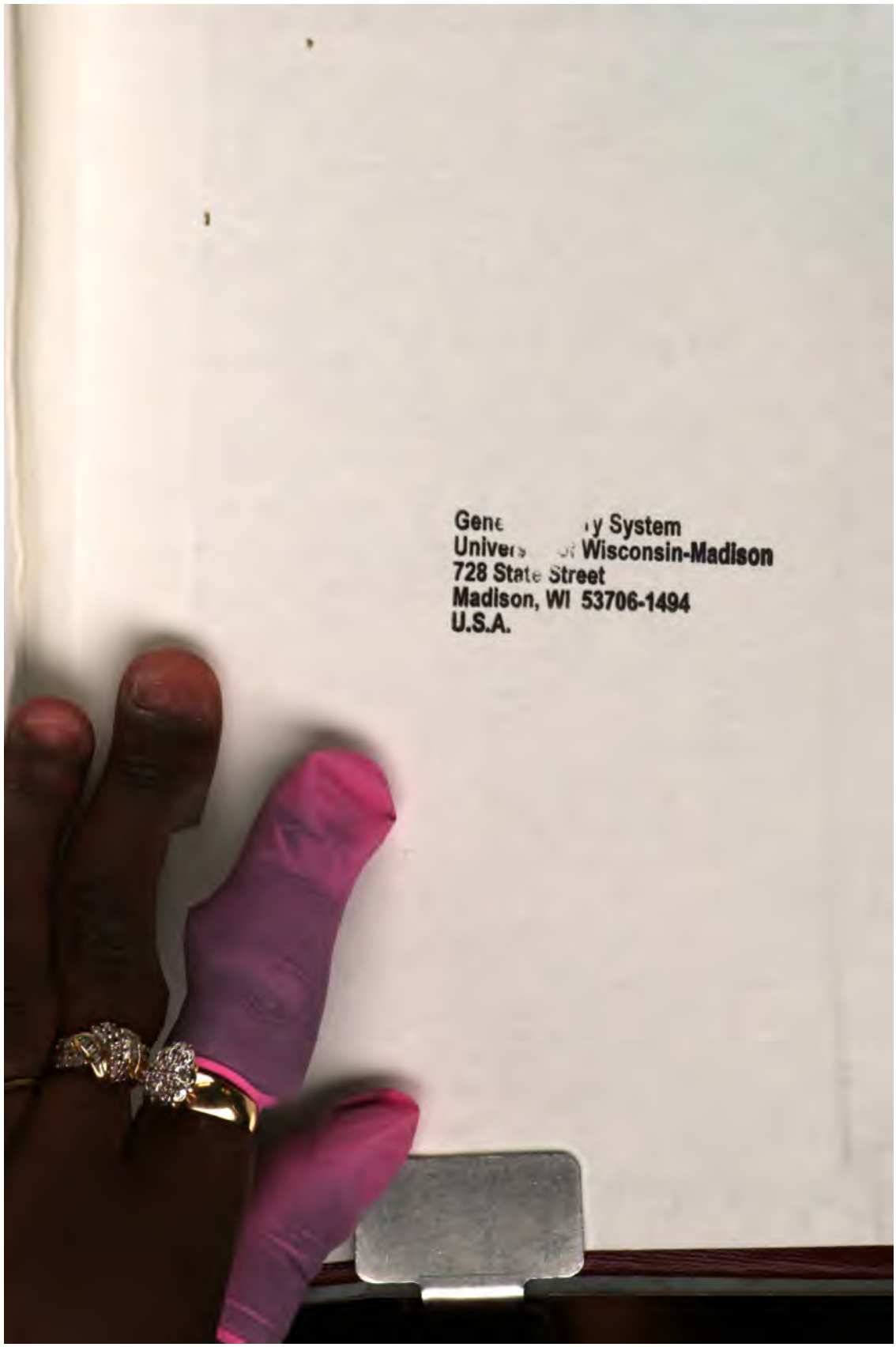
B89089818322A

Gene[illegible]y System
Univers[illegible] Wisconsin-Madison
728 State Street
Madison, WI 53706-1494
U.S.A.

89089818322

B89089818322A

Gene y System
Univers of Wisconsin-Madison
728 State Street
Madison, WI 53706-1494
U.S.A.



89089818322

B89089818322A

Gene y System
Univers of Wisconsin-Madison
728 State Street
Madison, WI 53706-1494
U.S.A.

89089818322
b89089818322a